

**ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE  
UNIVERSITÉ DU QUÉBEC**

**MÉMOIRE PRÉSENTÉ À  
L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE**

**COMME EXIGENCE PARTIELLE  
À L'OBTENTION DE LA  
MAÎTRISE EN GÉNIE MÉCANIQUE  
M.Ing.**

**PAR  
RICARDO HOMERO LIBREROS MARROQUIN**

**MÉTHODOLOGIE DE DESIGN ET DE FABRICATION  
DE LA COURONNE D'UNE ROUE FRANCIS**

**MONTRÉAL, 20 JUIN, 2002**

**© droits réservés de Ricardo Homero Libreros Marroquín**

# **DESIGN AND MANUFACTURE METHODOLOGY OF A FRANCIS RUNNER CROWN**

**Ricardo Homero Libreros Marroquín**

## **(ABSTRACT)**

**There is a business opportunity on today's market for refurbishing Francis runners because many hydro electrical turbines are over 50 years old and require refurbishing.**

**Since the customers have to shut down some of their power plants for replacing the parts, the turbine manufacturers face the challenge of supplying runners at very short lead times and at competitive prices. The typical manufacturing cycle time for making a new runner varies between 12 and 16 months. The job consists on making a new runner that is geometrically compatible with the old one and have a level of performance specified by the customer.**

**The components of a Francis runner are typically made of steel castings. This process is very convenient because of the variety of complex forms that can be made with it. While this process is appropriate for new projects where lead-time is not so critical, it is not effective for refurbishing market where short cycle times and lower prices are very important.**

**The crown is the largest component of the runner and has the longest manufacturing lead time. For this reason, it has been targeted for cycle time and cost reduction. Alternate manufacturing processes were considered to meet these requirements and to give the company a competitive edge in the refurbishing market.**

**The goal of this project is to find a faster manufacturing process and create the guidelines for designing a Francis runner crown. This document will describe step by step how to design and manufacture a fabricated Francis runner crown.**

# **MÉTHODOLOGIE DE DESIGN ET DE FABRICATION DE LA COURONNE D'UNE ROUE FRANCIS**

**Ricardo Homero Libreros Marroquín**

## **SOMMAIRE**

Présentement, il y a des opportunités d'affaires dans le domaine de réfection des roues Francis. Des installations hydroélectriques construites il y a environ 50 ans sont trop vétustes et demandent à être rénovées. Cependant les fabricants des turbines doivent relever le défi de fournir les roues dans des délais de plus en plus courts et à des coûts très compétitifs.

Les composantes d'une roue Francis sont généralement fabriquées par méthode de coulée en sable. Cette méthode est très avantageuse par rapport à la complexité de forme que l'on peut fabriquer. Elle est très appropriée pour les nouveaux projets où le délai de livraison n'est pas critique. Cependant, la fabrication des composantes d'une roue par la méthode de coulée est trop longue et dispendieuse pour le marché de réfection à cycle court. Le cycle d'approvisionnement d'une coulée varie entre 6 et 12 mois et la composante critique est la couronne. Pour pouvoir s'attaquer au marché de réfection de roues de réfection à cycle court, il faut trouver des méthodes alternatives de fabrication afin de réduire le cycle manufacturier et à abaisser les coûts.

Le but de ce projet est de trouver une méthodologie de conception et de fabrication de la couronne afin de réduire substantiellement les délais de livraison et optimiser les coûts. Dans ce mémoire, nous présentons la méthodologie de conception d'une couronne par méthode mécano-soudée.

**CE MÉMOIRE A ÉTÉ ÉVALUÉ  
PAR UN JURY COMPOSÉ DE :**

- **M. Dao Thien-My, directeur de mémoire**  
**Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure**
  
- **M. Henry Champlaud, professeur**  
**Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure**
  
- **Daniel Paré, ingénieur**  
**Service de recherche et développement à GE Hydro, usine de Lachine**

**IL A FAIT L'OBJET D'UNE SOUTENANCE DEVANT JURY ET UN PUBLIC**

**LE 10 MAI 2002**

**À L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE**

## **REMERCIEMENT**

**J'aimerais avant tout remercier M. Dao Thien-My qui a cru en moi et a su m'encourager avant et durant la réalisation du projet.**

**Un merci très spécial à Daniel Paré, chef du département de développement, et à James Scott, ingénieur senior, pour l'aide précieuse qu'ils m'ont apportée.**

**Je remercie également les nombreuses personnes de GE hydro qui ont eu la gentillesse de partager leur savoir et la patience de répondre à mes questions.**

**J'aimerais remercier, finalement, ma famille, mes parents et mes frères qui m'ont encouragé dans les moments difficiles.**

**Ricardo Homero Libreros**

# TABLE DE MATIÈRES

	Page
SOMMAIRE .....	i
REMERCIEMENT .....	iii
TABLE DE MATIÈRES .....	iv
LISTE DES SYMBOLES .....	viii
LISTE DE FIGURES .....	x
LISTE DES TABLEAUX .....	xiii
INTRODUCTION.....	1
CHAPITRE 1 LES TURBINES HYDRAULIQUES .....	3
1.1 Généralités .....	3
1.2 Génération de la puissance dans une turbine hydraulique .....	6
1.3 Vitesse spécifique .....	7
1.4 La roue Francis.....	8
1.5 Poussée axiale d'une turbine Francis .....	12
1.6 Le coefficient $k_t$ .....	15
1.7 Lois de proportionnalité pour turbines homologues .....	15
1.8 Problème général d'une installation hydraulique.....	16
1.9 Écoulement dans la conduite forcée.....	17
1.10 Écoulement dans la turbine (trajet 2-5).....	19
1.11 Écoulement de l'eau à l'intérieur de la roue (trajet 3-4) .....	21
CHAPITRE 2 CONCEPTION D'UNE COURONNE COULÉE.....	24
2.1 Le marché de réfection des roues Francis.....	24
2.2 Le cycle manufacturier des coulées.....	25
2.3 Méthode de fabrication par coulée .....	26
2.4 Conception d'une couronne coulée. ....	29
2.4.1 Conception hydraulique .....	29
2.4.2 Conception mécanique de la couronne.....	31

2.4.2.1	Les fonctions de la couronne .....	31
2.4.2.2	Le plafond (paroi hydraulique) .....	34
2.4.2.3	La bride .....	36
2.4.2.4	Jonction bride-Plafond.....	37
2.4.2.5	Joint extérieur d'étanchéité de la couronne .....	37
2.4.2.6	Joint intérieur d'étanchéité.....	41
2.4.2.7	Trous d'équilibrage de la pression.....	41
2.4.2.8	Analyse statique de contrainte par éléments finis .....	43
2.4.2.8.1	Création du modèle 3D .....	44
2.4.2.8.2	Chargement .....	46
2.4.2.8.3	Les contraintes admissibles .....	47
2.4.2.8.4	Analyse de fatigue.....	51
2.4.2.8.4.1	Conditions de charge .....	53
2.4.2.8.4.2	Charges cycliques .....	54
2.4.2.8.4.3	Contraintes cycliques admissibles .....	55
<b>CHAPITRE3 CONCEPTION D'UNE COURONNE MÉCANO-SOUDÉE .....</b>		<b>58</b>
3.1	Étude topologique des couronnes .....	58
3.2	Méthodes alternatives de conception .....	60
3.2.1	Sans modification du profil hydraulique .....	60
3.2.2	Profil hydraulique simplifié .....	63
3.3	Conception d'une couronne mécano-soudée .....	63
3.4	Le concept de couronne avec profil hydraulique conique .....	65
3.5	Choix des matériaux .....	66
3.6	Propriétés des aciers recommandés.....	69
3.7	Conception hydraulique .....	70
3.8	Conception mécanique .....	73
3.8.1	Conception du plafond .....	75
3.8.2	Conception du joint extérieur d'étanchéité.....	80
3.8.2.1	Détermination de la longueur du joint.....	83

3.8.2.2	Données d'entrée du programme.....	84
3.8.2.3	Résultats du programme.....	85
3.8.2.4	Courbes de longueur du joint.....	86
3.8.2.5	Topologie des joints.....	86
3.8.2.6	Perte de charge dans un joint d'étanchéité .....	89
3.8.2.7	Pertes mineures .....	90
3.8.2.8	Chute à l'entrée du joint : .....	94
3.8.2.9	Chute à la sortie du joint (à l'entrée de l'aspirateur).....	95
3.8.2.10	Différence d'énergie potentielle entre l'entrée et la sortie du joint.....	96
3.8.2.11	Calcul de la pression induite par la rotation : .....	96
3.8.2.12	Détermination du coefficient de friction .....	97
3.8.3	Géométrie de la bride .....	99
3.8.4	Conception de la jonction bride-plafond .....	100
3.8.4.1	Chargement de la jonction .....	101
3.8.4.2	Système équivalent.....	104
3.8.5	Trous d'équilibrage et joint intérieur d'étanchéité.....	109
3.9	Fabrication d'une couronne mécano-soudée.....	109
3.9.1	Le roulage des plaques épaisses .....	109
3.9.2	Développement d'un cône tronqué de révolution.....	110
3.9.3	Planification du découpage des ébauches.....	112
3.9.4	Préparation des plaques .....	114
3.9.5	Conception d'un joint soudé.....	114
3.9.6	Détermination des surépaisseurs .....	115
3.9.8	Tolérances .....	119
3.9.9	Déformation .....	120
3.10	Estimation des coûts d'une couronne mécano soudée.....	122



<b>CHAPITRE 4 ÉTUDE COMPARATIVE ENTRE LES MÉTHODES DE CONCEPTION PAR COULÉES ET MÉCANO-SOUDÉE .....</b>	<b>127</b>
4.1 Exemple de conception d'une couronne coulée .....	127
4.1.1 Profil hydraulique du prototype .....	127
4.1.2 Conception de la géométrie du plafond .....	128
4.1.3 Conception de la bride .....	128
4.1.4 Conception de la jonction bride-plafond .....	129
4.1.5 Trous d'égalisation de pression et du joint intérieur .....	130
4.2 Exemple de conception de la couronne mécano-soudée .....	132
4.2.1 Le profil hydraulique du prototype .....	132
4.2.2 Conception du plafond .....	133
4.2.3 Conception de la bride .....	133
4.2.4 Conception de la jonction bride-plafond .....	134
4.2.5 Les trous d'égalisation de pression et le joint intérieur .....	135
4.3 Cycle de manufacturier d'une couronne .....	135
<b>CONCLUSION .....</b>	<b>139</b>
<b>RECOMMANDATIONS .....</b>	<b>141</b>
<b>ANNEXE A .....</b>	<b>142</b>
Modèle 2D Axisymétrique .....	142
<b>ANNEXE B .....</b>	<b>147</b>
Exemple de calcul de la longueur d'un joint lisse .....	147
<b>ANNEXE C .....</b>	<b>149</b>
Exemple de problème axisymétrique résolu par trois méthodes .....	149
<b>BIBLIOGRAPHIE .....</b>	<b>158</b>

## LISTE DES SYMBOLES

	Description	Unit
$\eta$	Rendement hydraulique	%
$\rho$	Densité de l'eau	slug
$\gamma$	Poids spécifique de l'eau	slug
$\sigma$	Coefficient de cavitation	-
$\mu$	viscosité de l'eau	lbf-s/ft <sup>2</sup>
$\nu$	Viscosité cinématique de l'eau	ft <sup>2</sup> /s
$D_g$	Diamètre de gorge de la roue	ft
$D_i$	Diamètre d'entrée à la ceinture	ft
$E$	Élévation de référence, centre du distributeur	km
$g$	Accélération de la gravité	ft/s <sup>2</sup>
$H_g$	Chute géométrique	ft
$H_n$	chute nette	ft
$h_s$	Calage	ft
$h_{va}$	Pression de vapeur d'eau	ft
$N$	Vitesse de rotation de la turbine	rpm
$N_r$	Vitesse d'emballement	rpm
$N_{11}$	Vitesse unitaire	rpm
$N_s$	Vitesse spécifique	ft/s
$P$	Puissance	HP
$P_a$	Pression atmosphérique	lbs/in <sup>2</sup>
$Q$	Décharge	t <sup>3</sup> /s
$Q_{11}$	Décharge unitaire	ft <sup>0.5</sup> /s
$Re$	Numéro de Reynolds	m <sup>0.5</sup> /s
$t$	Température de l'eau	°C

<b>T</b>	<b>Couple de l'arbre de la turbine</b>	<b>ft-lb</b>
<b>T11</b>	<b>Couple unitaire</b>	<b>lbs/ft<sup>3</sup></b>
<b>TH</b>	<b>Poussée hydraulique axial</b>	<b>lbs</b>
<b>TH11</b>	<b>Poussée hydraulique axial unitaire</b>	<b>-</b>
<b><math>\omega</math></b>	<b>Vitesse angulaire de la turbine</b>	<b>rad/sec</b>
<b><math>\epsilon</math></b>	<b>allongement unitaire</b>	<b>-</b>
<b>w</b>	<b>charge distribuée</b>	<b>N/m<sup>2</sup></b>

## LISTE DE FIGURES

	Pages
Figure 1. Vue d'élévation d'une turbine du type Francis [16] .....	5
Figure 2. Roue Francis.....	8
Figure 3. Roue Francis. Couronne, aube ceinture .....	9
Figure 4. Variation de la forme en fonction de la vitesse spécifique.....	11
Figure 5. Poussée axiale totale supportée par le palier butée .....	13
Figure 6. Schéma d'une installation hydroélectrique.....	18
Figure 7. Exemple d'un profil hydraulique .....	30
Figure 8. Topologie typique d'une couronne coulée.....	33
Figure 9. Couronne : Plafond et joint extérieur. Coupe à 270 degrés. ....	34
Figure 10. Dimensions de la bride selon ANSI / IEEE std 810-1987 .....	36
Figure 11. Schéma montrant le système roue-arbre .....	40
Figure 12. Roue Francis. Conception finale : couronne, aube, ceinture.....	42
Figure 13. Modèle MEF montrant un segment de roue .....	45
Figure 14. Contraintes principales en livres. Puissance maximale.....	48
Figure 15. Contrainte principale à l'emballement .....	49
Figure 16. Déplacement radial max. au joint de la couronne à puissance max. .	50
Figure 17. Déplacement maximal au joint de la couronne à l'emballement. ....	51
Figure 18. Courbes de fatigue utilisées pour les roues Francis .....	56
Figure 19. Familles de couronnes selon leur topologie. ....	60
Figure 20. Plaque pressée à chaude .....	61
Figure 21. Profil approché par un cône et deux cônes.....	62
Figure 22. Couronne décomposée en éléments simples .....	64
Figure 23. Concept de la couronne mécano-soudée .....	66
Figure 24. Profil de la couronne approchée par des sections coniques .....	72

Figure 25. Contraintes causées par les forces d'inertie $g$ et $\omega$ .....	74
Figure 26. Déformation causée par les forces d'inertie $g$ et $\omega$ .....	74
Figure 27. Plafond en trois sections vu du dessous .....	75
Figure 28. Éléments du modèle 2D d'une couronne mécano-soudée.....	77
Figure 29. Chargement du modèle axisymétrique.....	78
Figure 30. Intensité de contrainte max. localisée sur la bride .....	79
Figure 31. Déformation maximale aux joints .....	79
Figure 32. Perte de puissance à cause de l'eau de fuite au joint.....	81
Figure 33. Détermination du jeu radial en fonction du diamètre du joint. ....	82
Figure 34. Courbes de longueur en fonction de jeu radial maximum .....	87
Figure 35. Pression dans un joint d'étanchéité avec cannelures. ....	88
Figure 36. Coefficient de perte $K_L$ en fonction du rapport d'aires .....	92
Figure 37. Joints labyrinthe lisse, à une rainure et à deux rainures .....	93
Figure 38. Dimensions de la bride selon ANSI / IEEE std 810-1987 .....	99
Figure 39. Chargement de la jonction et du plafond.....	101
Figure 40. Diagramme de corps libre .....	104
Figure 41. Modèle 2D axisymétrique de la bride et la jonction.....	105
Figure 42. Modèle 2D axisymétrique de la bride et la jonction.....	106
Figure 43. Variation de la contrainte de l'épaisseur de la jonction .....	108
Figure 44. Paramètres pour tracer le développement d'un cône .....	111
Figure 45. Exemple de développement d'un cône .....	112
Figure 46. Développement d'un cône en quatre morceaux imbriqués .....	113
Figure 47. Épaisseur de plaque en fonction des tolérances.....	116
Figure 48. Surépaisseurs d'une couronne mécano-soudée.....	118
Figure 49. Déformation causée par le retrait du métal fondu .....	122
Figure 50. Processus d'optimisation .....	123
Figure 51. Profil hydraulique du prototype .....	127
Figure 52. Conception du plafond selon des règles empiriques.....	128
Figure 53. Conception de la bride selon norme ANSI/IEEE std 810-1987 .....	129

<b>Figure 54. Conception de la jonction bride-plafond .....</b>	<b>130</b>
<b>Figure 55. Conception des trous d'égalisation de pression et du joint intérieur</b>	<b>131</b>
<b>Figure 56. Profil hydraulique d'une couronne à trois sections coniques.....</b>	<b>132</b>
<b>Figure 57. Roue Francis avec couronne mécano-soudée à trois cônes .....</b>	<b>133</b>
<b>Figure 58. Roue Francis mécano-soudée. Détail de la bride .....</b>	<b>134</b>
<b>Figure 59. Couronne mécano-soudée en acier ASTM A240 UNS 30403 .....</b>	<b>135</b>

## LISTE DES TABLEAUX

	<b>Page</b>
<b>Tableau I</b> Lois d'homologie pour les turbines hydrauliques.....	16
<b>Tableau II</b> Cycle de fabrication d'une coulée .....	26
<b>Tableau III</b> Propriétés du ASTM A743 grade CA-6NM.....	29
<b>Tableau IV</b> Conditions de charge pour analyse statique par MEF .....	46
<b>Tableau V</b> Contraintes admissibles selon ASME code Section VIII .....	48
<b>Tableau VI</b> Cisaillement maximale dans la pièce .....	53
<b>Tableau VII</b> Contraintes utilisées pour chaque charge cyclique.....	54
<b>Tableau VIII</b> Analyse de fatigue .....	57
<b>Tableau IX</b> Grille de sélection du matériau .....	68
<b>Tableau X</b> Matériau utilisés dans la fabrication des couronnes .....	70
<b>Tableau XI</b> Paramètres hydrauliques et géométriques .....	107
<b>Tableau XII</b> Tolérances d'une fabrication mécanosoudée .....	120
<b>Tableau XIII</b> Résultats de l'étude comparative .....	138

## **INTRODUCTION**

**Les exploitants des centrales hydroélectriques, de par le monde, sont conscients de l'opportunité, fort intéressante, d'augmenter la puissance de leurs installations en remplaçant les roues existantes par des roues plus puissantes tout en gardant les mêmes installations.**

**Lorsqu'il s'agit de changer une roue, le client veut minimiser le temps d'arrêt de la machine de sorte à réduire les pertes liées à la non-production d'électricité. Les cycles manufacturiers demandés sont de plus en plus courts, typiquement, de l'ordre de 6 à 12 mois.**

**Généralement, les roues sont faites de coulées en acier inoxydable. Ce procédé requiert la conception et la construction d'un patron en bois, servant, par la suite, à la confection d'un moule en sable dans lequel on coule la pièce. La couronne, la ceinture et les aubes sont, généralement, coulées séparément et ensuite soudées ensemble. Le cycle d'approvisionnement de ces pièces coulées varie entre 6 et 12 mois, ce qui est trop long pour le marché de réparation. Il faut donc développer une « nouvelle » méthode de conception et de fabrication pour réduire le cycle d'approvisionnement et rencontrer les exigences du client.**

**Le projet présenté dans ce mémoire propose une méthodologie alternative de conception et de fabrication de la couronne, pièce très complexe du point de vue morphologique et possédant un cycle d'approvisionnement très long. La méthode proposée consiste à concevoir et à fabriquer la couronne en utilisant des plaques d'acier ayant un cycle d'approvisionnement beaucoup plus court et, donc mieux adapté aux besoins du marché. Le nouveau cycle est d'environ quatre mois, ce qui représente un gain de l'ordre de 50 %. Ce nouveau cycle constitue un avantage compétitif crucial dans le marché de réparation des turbines**



à cycle court. Au chapitre 1, nous présenterons un bref aperçu du fonctionnement d'une turbine hydraulique de type Francis. Au chapitre 2, nous décrirons la méthode de conception d'une couronne coulée. Au chapitre 3, nous expliquerons en détail la méthode de conception proposée par l'approche mécano-soudée, ce qui constitue le sujet de notre travail. Au chapitre 4, nous montrerons une application de la méthode de conception d'une couronne coulée et une application de la méthode de conception d'une couronne mécano-soudée. Nous concluons avec une comparaison entre les deux méthodes et les perspectives d'avenir dans nos recommandations.

## CHAPITRE 1

### LES TURBINES HYDRAULIQUES

#### 1.1 Généralités

Les turbines hydrauliques servent à transformer l'énergie potentielle de l'eau en énergie mécanique en amenant l'eau, par des *conduites forcées*, d'un niveau élevé (*niveau amont*) à un niveau plus bas (*niveau aval*). La différence des niveaux appelée *chute géométrique* est généralement obtenue en construisant un *barrage* dont la hauteur dépend des caractéristiques du *site*.

Le but d'un *groupe turbine-alternateur* est de transformer l'énergie potentielle de l'eau en énergie électrique. La transformation de l'énergie débute dans la conduite forcée lorsque l'énergie potentielle est transformée en énergie cinétique. Cette énergie cinétique est par la suite transformée en énergie mécanique par l'intermédiaire d'une roue. Le mouvement de rotation de la roue est transmis à un arbre sur lequel est monté le rotor de l'alternateur, où l'énergie mécanique de rotation est finalement transformée en énergie électrique.

Il existe plusieurs sortes de turbines pouvant être verticales, horizontales individuelles ou horizontales doubles (*twins*). Les turbines les plus couramment utilisées sont : les turbines Pelton, les turbines Francis et les turbines Kaplan. Le choix du type turbine est complexe mais, en général, il est basé sur la chute et le débit disponible jumelé à d'autres critères. Pour une même chute, la turbine de plus grande vitesse spécifique est généralement la plus économique. La turbine Pelton, aussi nommée roue à impulsion, est utilisée lorsque le site possède une haute chute ( entre 600 et 2000 mètres) et un faible débit. La turbine Kaplan est utilisée pour les petites chutes (jusqu'à 60 mètres) ayant un grand débit (jusqu'à

800 mètres cube par seconde). Finalement, la turbine Francis est utilisée pour des valeurs intermédiaires de chute et de débit.

La configuration d'une centrale hydroélectrique dépend de plusieurs facteurs, soit : la topographie de l'endroit où l'on veut construire la centrale ainsi que les caractéristiques du plan d'eau telles que la hauteur de chute et le débit d'eau minima et maxima. Le choix d'une configuration donnée se fait suite à de longues études de faisabilité pouvant durer plusieurs années dépendamment de l'envergure et des enjeux du projet.

La figure 1 montre une vue en hauteur d'une turbine typique d'une centrale de moyenne chute avec une conduite forcée et munie d'une roue Francis [16]. Cette configuration est valable pour différentes valeurs de chute. La différence se situe au niveau de la forme de la roue et du nombre d'aubes, comme nous le verrons un peu plus loin. L'eau arrive par la conduite forcée à travers une vanne située en amont de la roue qui est, par la suite, acheminée vers la décharge ou le niveau aval. Le travail sur le milieu extérieur est effectué lors du passage de l'eau à travers la roue ou l'élément principal de la turbine. Pour mieux comprendre la terminologie utilisée dans les turbines Francis, nous présenterons ci-dessous la nomenclature associée à la figure 1 [16] :

- 1) joint d'étanchéité d'arbre;
- 2) arbre;
- 3) avant distributeur;
- 4) bêche spirale;
- 5) blindage de l'aspirateur;
- 6) ceinture de sortie;
- 7) cercle de vannage;
- 8) cône;

- 9) fond supérieur ou couvercle;
- 10) couvercle de palier guide;
- 11) cuvelage;
- 12) aube directrice;
- 13) flasque inférieur;
- 14) palier guide;
- 15) roue;
- 16) servomoteur;
- 17) pivot;
- 18) vanne fourreau

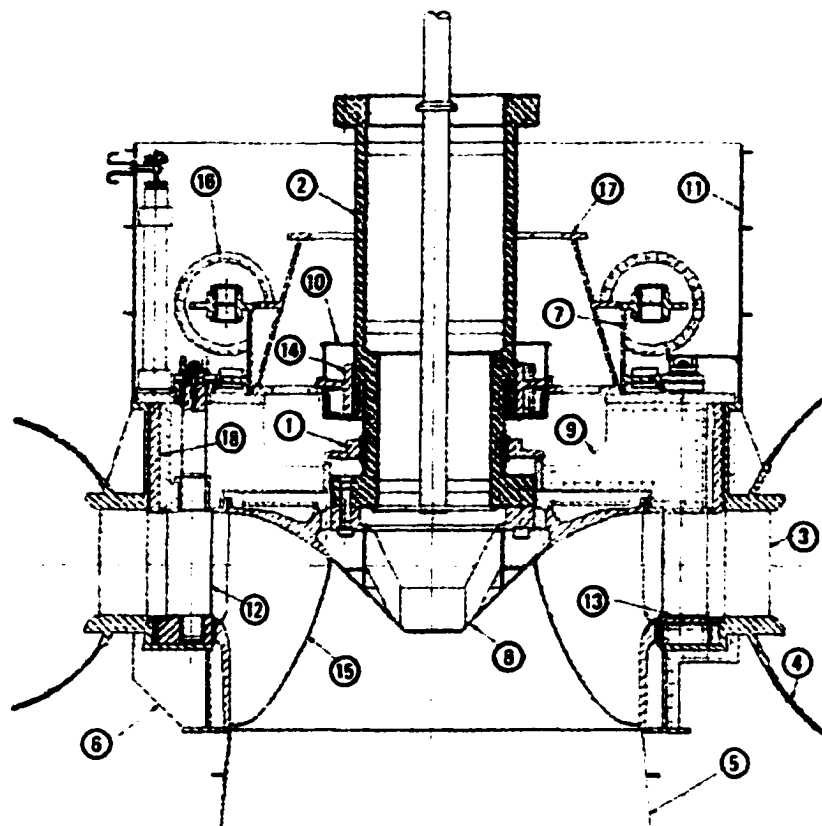


Figure 1. Vue d'élévation d'une turbine du type Francis [16]

## 1.2 Génération de la puissance dans une turbine hydraulique

Le processus de transformation d'énergie commence lorsque le soleil transfère l'eau évaporée à partir de la mer et des terres basses jusqu'au haut des montagnes. L'eau déposée sur les montagnes possède, à ce moment-là, de l'énergie potentielle en raison de son élévation au-dessus du niveau moyen de la mer. Cette énergie potentielle de l'eau varie en fonction de son poids ( $m \cdot g$ ) et de son élévation ( $h$ ). Cette relation a été découverte par Jean Bernoulli au XVIII<sup>e</sup> siècle.

$$W_p = m \cdot g \cdot h \quad (1.1)$$

Mais, afin d'utiliser l'énergie potentielle de l'eau, il faut créer un écoulement, c.-à-d. mettre l'eau en mouvement. Pour réaliser cet écoulement, on utilise des conduites forcées qui transforment une partie de l'énergie potentielle en énergie cinétique. L'expression de l'énergie cinétique est déduite en appliquant la deuxième loi de Newton ( $F = m \cdot a$ ) à une particule d'eau en mouvement. Cette énergie cinétique varie en fonction de la masse et de la vitesse de l'eau.

$$W_c = m \cdot v^2 / 2 \quad (1.2)$$

Le mouvement de l'eau est ensuite transformé en mouvement rotatif par l'ensemble bêche-spirale, avant-directrices et les directrices. Finalement, cette eau en rotation cède son énergie en faisant tourner la roue. En appliquant le théorème de la quantité de mouvement d'Euler entre le point d'entrée et le point de sortie de la roue, on trouve une formule pour évaluer la puissance fournie à la roue compte tenu de toutes les pertes dans l'écoulement à travers toute la turbine [13].

$$P = \gamma H Q \eta_r / 10^6 \text{ MW} \quad (P = \gamma H Q \eta_h / 550 \text{ Hp}) \quad (1.3)$$

Où

$\gamma$  = Poids spécifique de l'eau égale à 62.3 lb/ft<sup>3</sup> (1000 kg/m<sup>3</sup>)

$\eta_t$  = 0.9 à 0.95 ;

H = Chute d'opération ft (m);

$Q$  = Décharge  $\text{ft}^3/\text{s}$  ( $\text{m}^3/\text{s}$ );

La puissance d'une turbine hydraulique est alors égale au produit de la chute ( $H$ ) par la décharge ( $Q$ ), multipliée par le poids spécifique de l'eau ( $\gamma$ ), multipliée par le rendement hydraulique de la turbine ( $\eta_t$ ).

La puissance générée dépend alors de la chute, du débit ou quantité d'eau qui passe par unité de temps et de la forme du passage hydraulique. Les sites qui ont une grande chute ont généralement un petit débit et requièrent des petites turbines. Par contre, les sites à petite chute et à grand débit demandent des installations plus grandes.

### 1.3 Vitesse spécifique

Pour comparer deux roues de type différent ou encore deux roues du même type mais de caractéristiques différentes, on utilise souvent la *vitesse spécifique* non dimensionnelle ( $N_s$ ). Cette vitesse représente la relation entre la vitesse de rotation de la roue ( $N$ ) au point d'opération donnant le *rendement maximal* ( $\eta$ ), la *puissance maximale* ( $P$ ) et la chute maximale ( $H$ ). Cependant, comme la puissance et la vitesse varient avec la chute, on définit alors la vitesse spécifique sur sa forme dimensionnelle comme la relation entre la *vitesse unitaire* ( $N_{11}$ ) et la *puissance unitaire* ( $P_{11}$ ) pour une chute d'un pied (mètre). Cette relation est un  $\pi$ -terme trouvé par *analyse dimensionnelle* et applicable à n'importe quelle turbine. La vitesse spécifique de n'importe quelle roue est donnée par la relation[13] :

$$N_s = N\sqrt{P} / H^{5/4} \quad Hp - ft \quad kW - m; \quad (1.4)$$

Où

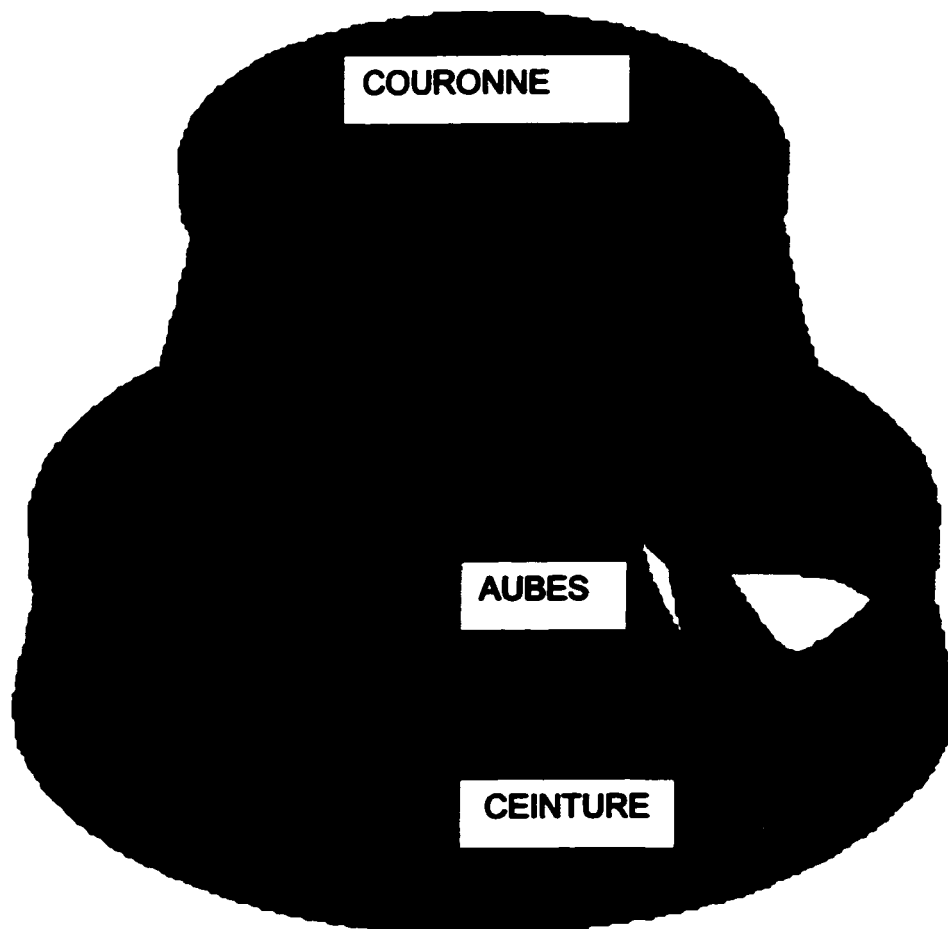
$N$  = Vitesse de rotation maximale de la roue (tpm);

$P$  = Puissance maximale à l'arbre BHP-ft (kW-m)

$H$  = Chute maximale ft (m)

#### 1.4 La roue Francis

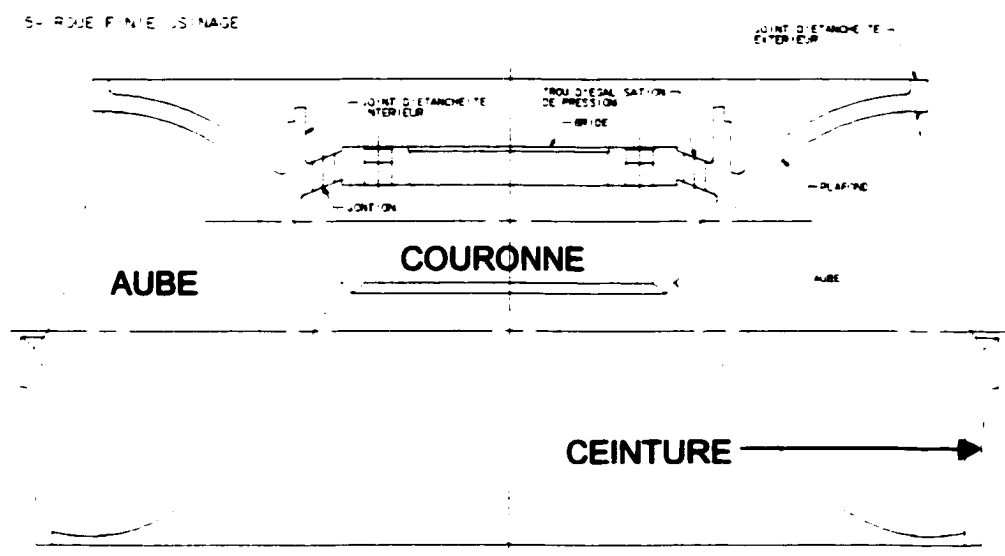
La roue Francis est une turbine à réaction nommée d'après son inventeur, l'ingénieur James B. Francis [5]. Dans cette roue, l'écoulement de l'eau est dirigé vers le centre et vers le bas de l'axe de la roue. On dit que l'écoulement est hélico-centripète. La composante tangentielle de la force de réaction créée lors du passage de l'eau par l'ouverture entre les aubes fait tourner la roue.



**Figure 2. Roue Francis**

Une roue Francis est composée d'une couronne, d'une ceinture et de 10 à 20 aubes; 10 dans le cas de basse chute et grand débit, 20 dans le cas de haute chute et bas débit. Le nombre d'aubes  $Z$  est calculé à l'aide de la relation empirique suivante [13] :

$$Z = \frac{250}{N_s^{1/3}} \quad (1.5)$$



**Figure 3. Roue Francis. Couronne, aube ceinture**

La couronne est la partie supérieure de la roue (figures 2 et 3). Sa fonction est de canaliser l'écoulement principal de l'eau et de prendre les efforts mécaniques appliqués à chaque aube et les transmettre à l'arbre de la turbine. Elle a une forme axisymétrique complexe. Elle est munie d'un joint labyrinthe ou joint d'étanchéité (espace très étroit entre la couronne et le fond supérieur) dont le rôle est de limiter les fuites et d'éviter une trop grande augmentation de la pression sur la partie supérieure de la couronne. La ceinture est la partie inférieure cylindrique qui sert de support aux aubes. Les aubes servent à transformer l'énergie cinétique de l'eau en énergie mécanique. Une aube a une forme aérodynamique semblable à une aile d'avion. Des forces de poussée et de



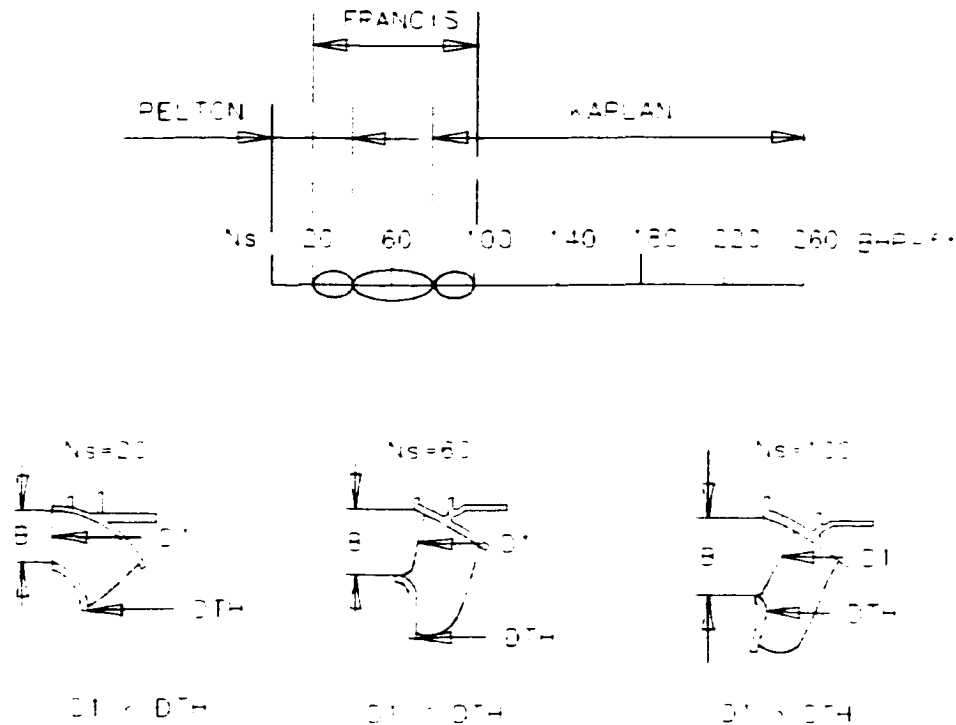
traînée sont générées lors du passage de l'eau. Chaque aube a deux côtés nommés *intrados* et *extrados*. L'arête d'entrée d'une aube s'appelle *bord d'attaque* tandis que l'arête de sortie s'appelle *bord de fuite*. La vitesse de l'eau est beaucoup plus élevée du côté *extrados* que du côté *intrados*. Ceci cause une dépression qui à son tour génère un couple moteur faisant tourner la roue. Celle-ci est boulonnée à un arbre qui la relie à l'alternateur. Sa vitesse de rotation est une vitesse synchrone, c'est-à-dire qui a la même fréquence que le courant produit par l'alternateur.

Parfois, la roue a une extension conique, nommée *cône*, qui sert à guider l'écoulement d'eau à la sortie des aubes (voir numéro 8 à la figure 1). Ce cône est une prolongation du profil hydraulique. Il est important pour donner une certaine stabilité de fonctionnement de la turbine. Il sert de point d'ancrage à la *torche ou vortex* créé au moment du démarrage de la turbine. On y perce souvent des trous d'équilibrage qui servent à évacuer l'eau qui fuit à travers le labyrinthe de la couronne.

Les roues Francis sont employées sur une vaste gamme des chutes ( $H$ ) et des *vitesse spécifiques* ( $N_s$ ). La chute varie entre 15 et 1600 pieds (25 à 500 m); la vitesse spécifique varie entre 20 et 100 Hp-ft (50 à 400 kW-m).

La forme du passage de l'eau est fortement liée avec la vitesse spécifique (voir figure 4 ci-dessous).

## PROFIL HYDRAULIQUE VS VITESSE SPECIFIQUE $N_s$



**Figure 4. Variation de la forme en fonction de la vitesse spécifique**

On peut ainsi distinguer la tendance générale de la forme de passage hydraulique. Il est bon de mentionner ici qu'en réalité, on peut avoir n'importe quelle forme pour n'importe quelle vitesse spécifique. Cependant, on a pu observer que pour de basses vitesses spécifiques inférieures à 20 Hp-ft, le diamètre  $D_1$  de la roue est plus petit que le diamètre de gorge  $D_{th}$ . Le bord d'entrée de l'aube est dans un plan presque vertical. Les profils de la couronne et de la ceinture sont similaires et très arrondis. La hauteur du distributeur (B) est petite. Le ratio entre la hauteur du distributeur et le diamètre de la roue est plus petit que 1. Les aubes sont longues, c.-à-d. que la distance entre le bord d'entrée et le bord de sortie est relativement grande.

À mesure que la vitesse spécifique augmente, le profil hydraulique et la forme de la roue changent. Le rapport entre le diamètre de la roue et le diamètre de gorge devient plus petit. La hauteur du distributeur augmente. Par exemple, pour une roue avec une vitesse spécifique d'environ 60 Hp-ft (200 kW-m), la forme du profil de la couronne est presque conique et celui de la ceinture est presque cylindrique. Les aubes sont plus courtes et le diamètre de l'entrée  $D_1$  et le diamètre de gorge sont approximativement égaux. C'est précisément les couronnes ayant un profil hydraulique presque droit qui sont de bons candidats pour la construction mécano-soudée.

Pour des vitesses encore plus élevées de l'ordre de 80 à 100 Hp-ft (300 à 400 kW-m), le distributeur devient encore plus haut et le diamètre de la roue  $D_1$  est plus petit que le diamètre de gorge. Le profil du plafond de la couronne peut encore être approché par une ou deux sections coniques.

### **1.5 Poussée axiale d'une turbine Francis**

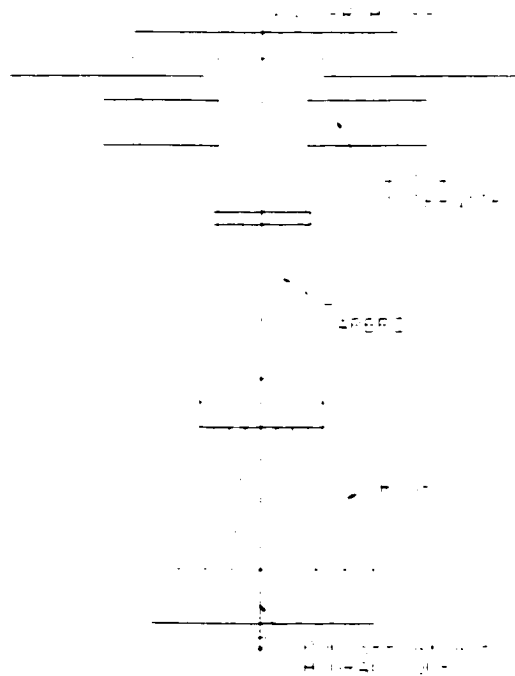
La poussée axiale constitue la charge la plus importante dans les calculs d'une roue. La poussée axiale totale supportée par le *palier butée*, dans le cas d'un axe vertical, est la résultante des actions simultanées suivantes :

- 1- La poussée axiale hydraulique statique à l'intérieur de la conduite principale de l'eau qui peut être décomposée comme suit :
  - Composante verticale de la pression statique à l'entrée de la roue;
  - Force hydraulique ou poussée dynamique due à la déviation de l'eau dans la roue mobile depuis le distributeur jusqu'à l'aspirateur;
  - Composante verticale de la pression statique à la sortie de l'eau.
- 2- La poussée axiale statique égale à l'intégrale des pressions sur la couronne;
- 3- La poussée axiale statique égale à l'intégrale des pressions sur la ceinture;

4- Force d'Archimède.

5- Le poids des composantes mobiles (roue, arbre, rotor de l'alternateur).

La poussée axiale hydraulique  $T_h$  d'une turbine Francis verticale est orientée vers le bas et sa valeur est très élevée de l'ordre de 100 000 livres pour les petites turbines et peut aller jusqu'à 3 millions de livres pour les plus grosses. La force résultante de la somme de la poussée axiale hydraulique plus le poids de toutes les composantes mobiles de la turbine (roue, arbre, rotor de l'alternateur) est supportée entièrement par le palier butée placé dans la partie supérieure de la turbine (figure 5).



**Figure 5. Poussée axiale totale supportée par le palier butée**

De plus la poussée axiale totale est élevée de plus le palier butée est grand et dispendieux. Il faut alors essayer de réduire cette poussée le plus possible. Ceci

n'est pas chose facile puisque si nous réduisons trop le poids, on peut avoir des problèmes de résonance ou des vibrations importantes.

La poussée axiale hydraulique varie d'une façon cyclique dû au passage des aubes devant chaque aube directrice du distributeur. C'est cette variation cyclique de la poussée qu'on doit considérer lors des études de fatigue en régime permanent. L'effet dynamique de la poussée est encore mal connu, surtout lorsque la turbine opère en régime transitoire.

Lorsque la turbine fonctionne dans la zone de rendement maximum (conditions nominales), l'eau sort de la roue sans composante giratoire, c.-à-d. que toute l'énergie a été transmise à la roue et les charges cycliques sont minimales. Par contre, lorsque l'ouverture de la directrice se situe entre 40% et 70 %, l'eau décolle de la roue en formant un vortex au centre. Ce vortex, appelé aussi *torche*, tourne dans le même sens que la roue avec une vitesse angulaire d'environ le tiers de la vitesse angulaire de la roue ( $\omega/3$ ). La pression au centre du vortex atteint la tension de vapeur formant un vide qui peut atteindre une atmosphère. Ce phénomène est très semblable à ce qui se passe lors de la formation d'une tornade. Le vortex tourne excentriquement par rapport à l'axe de la roue obstruant alternativement la sortie de l'eau. La pression varie de façon intermittente produisant des variations également intermittentes de la poussée axiale et de la puissance. Aussitôt que la roue arrive aux conditions de rendement maximum, le vortex disparaît. Finalement, lorsque l'ouverture des directrices dépasse le point de rendement maximum, un nouveau vortex réapparaît. Dans ce cas, l'eau de la torche tourne en sens contraire de la roue et ne produit pas de grandes perturbations.

Lorsque l'ouverture des directrices est inférieure à 70 pour cent, les charges dynamiques sont plus élevées que lorsque la turbine fonctionne près du point de rendement maximum [5]. La poussée axiale aux conditions normales d'opération

est estimée empiriquement comme étant égale à environ 85 % de la poussée axiale maximale calculée aux conditions anormales d'opération.

La valeur exacte de la poussée hydraulique est difficile à évaluer. Cependant, il existe des relations empiriques donnant des valeurs assez proches de la valeur réelle. Nous présentons ci-dessous une de ces relations[13] :

$$T_h = k_i D_{th}^2 H \text{ lb (kg)} \quad ; \text{ avec } k_i = \%N_s \quad (1.6)$$

$k_i$  est égale à un certain pourcentage de la vitesse spécifique. Ce pourcentage dépend de la chute, des dimensions de la roue et du type de roue. En générale ce pourcentage varie entre 0.1 pour les hautes chutes et 0.3 pour les basses chutes.

$$T_h = \frac{K_i D_{th}^2 H N \sqrt{(\eta_h H Q \gamma / 550)}}{\sqrt[4]{H^5}} \quad \text{lb} \quad (1.7)$$

Nous supposons que les joints d'étanchéité de la roue sont conçus correctement et que la couronne est drainée suffisamment pour éviter une augmentation de la pression sur le dessus de la couronne.

## 1.6 Le coefficient $k_i$

L'expérience montre qu'il y a une forte corrélation entre la *poussée axiale unitaire* ( $TH_{11}$ ) et la vitesse spécifique ( $N_s$ ). Statistiquement, on trouve que  $K_T$  représente la pente de la droite de régression linéaire des couples ( $TH_{11}$ ,  $N_s$ ). Sa valeur est fortement influencée par la forme des aubes.

## 1.7 Lois de proportionnalité pour turbines homologues

Dans le but de faciliter la compréhension des paramètres intervenant dans la conception d'une roue hydraulique, nous ajoutons les lois d'homologie présentées dans le tableau ci-dessous[13].

Tableau I

## Lois d'homologie pour les turbines hydrauliques

Paramètre constant	Paramètre constant	Paramètre variable
$D_1$	$H$	$D_1$ et $H$
$P \propto H^{3/2}$	$P \propto D_1^2$	$P \propto D_1^2 H^{3/2}$
$N \propto H^{1/2}$	$N \propto 1/D_1$	$N \propto H^{1/2}/D_1$
$Q \propto H^{1/2}$	$Q \propto D_1^2$	$Q \propto H^{1/2} D_1^2$

## 1.8 Problème général d'une installation hydraulique

Pour n'importe quelle turbine (figure 6), le problème qui se pose est le suivant : amener une masse d'eau à partir du niveau amont (point 1) d'élévation  $z_1$  jusqu'au niveau aval (point 5) d'élévation  $z_5$  en produisant le plus de travail possible ou en d'autres mots en minimisant les pertes d'énergie dans l'écoulement. Le travail par unité de masse d'eau est donné par la loi générale de l'écoulement des fluides incompressibles ou l'équation de l'énergie[5].

$$W_{1-5} = \frac{P_5 - P_1}{\rho} + \frac{1}{2}(V_5^2 - V_1^2) + g(z_5 - z_1) + J_{15} \quad J / kg \quad (1.8)$$

$W_{15}$  = travail échangé avec l'extérieur

$P_1$  = Pression absolue au niveau amont (Pa);

$P_5$  = Pression absolue au niveau aval (Pa);

$V_1$  = Vitesse absolue de l'écoulement niveau amont ( $m / s^2$ );

$V_5$  = Vitesse absolue de l'écoulement niveau aval ( $m / s^2$ );

$Z_5$  = Élévation du niveau aval (m)

$Z_1$  = Élévation du niveau amont (m)

**J = Pertes d'énergie dans l'écoulement (Joules / kg)**

Maintenant, comme les réservoirs en amont et en aval sont ouverts à l'atmosphère, alors  $P_5 = P_1 =$  pression atmosphérique,  $V_5 = V_1 = 0$ . La vitesse  $V_5$  est légèrement différente de zéro pour permettre un écoulement, mais elle reste négligeable. Ainsi, l'équation de l'énergie entre les points 1 et 5 devient :

$$W_{1-5} = g(z_5 - z_1) + J_{15} \quad J / kg \quad (1.9)$$

Dans la formulation générale, nous assumons que l'élévation du centre du distributeur est égale à l'élévation du niveau aval. Mais dans la réalité les roues sont généralement décalées par rapport au niveau aval d'une certaine altitude nommée le calage. Ce calage est positif lorsque le centre du distributeur est plus bas que le niveau aval et négatif lorsqu'il est plus haut. À la figure 6, nous montrons un calage positif.

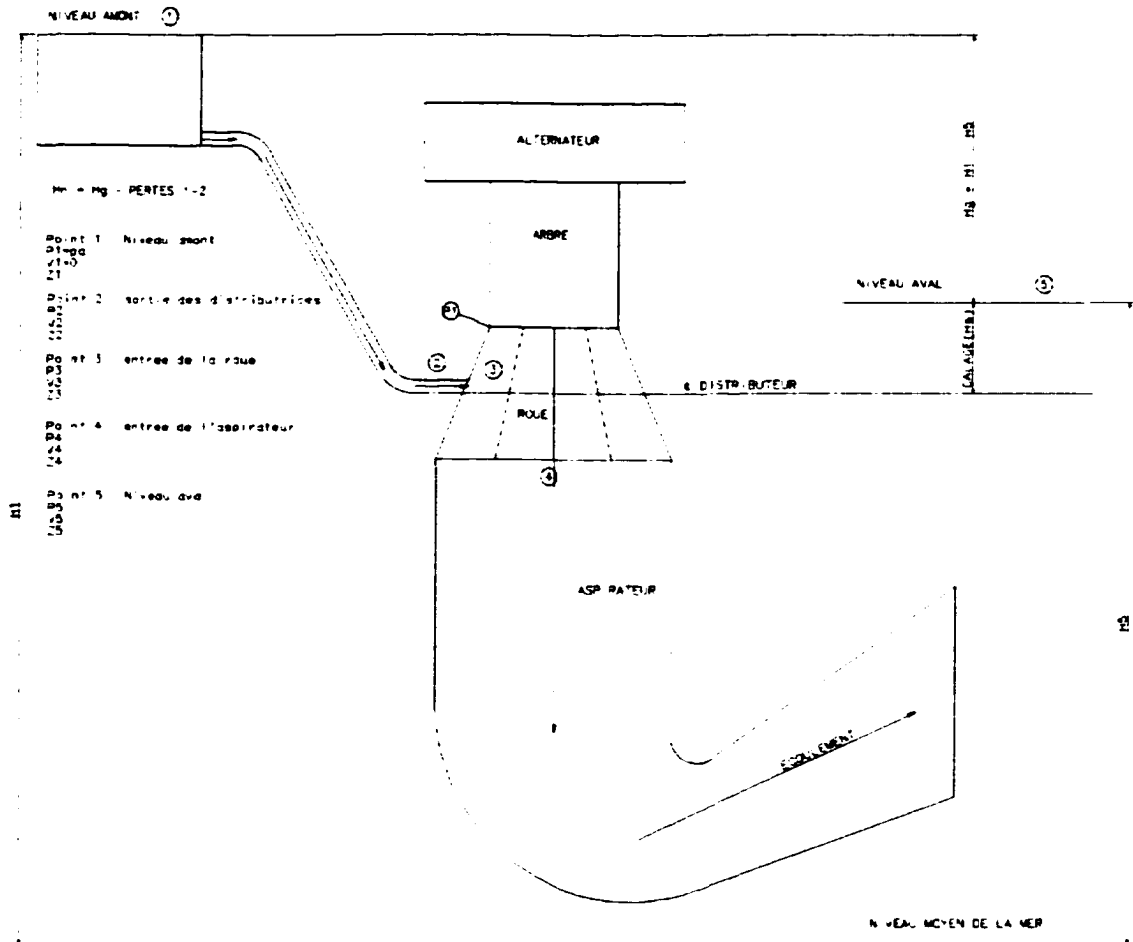
Pour faciliter l'étude de l'écoulement, nous allons décomposer l'installation hydroélectrique en quatre trajets (figure 6) : la conduite forcée (trajet 1-2), le distributeur (trajet 2-3), la roue (trajet 3-4) et l'aspirateur (trajet 4-5). Nous allons traiter seulement le trajet 1-2 et le trajet 3-4 nécessaires à la compréhension de notre sujet.

### **1.9 Écoulement dans la conduite forcée**

Dans le trajet 1-2, le travail est égal à zéro parce que l'eau se déplace du point 1 jusqu'au point 2 sans échange de travail avec le milieu extérieur. De plus, la vitesse au point 1 est égale à zéro; l'eau est stationnaire. On a alors :



$$0 = \frac{P_2 - P_1}{\rho} + \frac{1}{2}(V_2^2) + g(z_2 - z_1) + J_{1-2} \quad J/kg \quad (1.10)$$



**Figure 6. Schéma d'une installation hydroélectrique**

La vitesse  $V_2$ , dans la conduite forcée est généralement imposée et la différence d'altitude ( $z_2 - z_1$ ) est connue. Il est donc possible de calculer la pression  $p_2$ , de l'eau à l'entrée de la turbine :

$$\frac{P_2 - P_1}{\rho} = g(z_1 - z_2) - \frac{V_2^2}{2} - J_{1-2} \quad J/kg \quad (1.10)$$

La pression  $P_1$  est égale à la pression atmosphérique.  $(P_2 - P_1)$  représente la pression effective de l'eau, pression qui sert au calcul de la contrainte dans la paroi de la conduite. La conduite a une vanne d'arrêt au point 1 et une autre au point 2 juste avant l'entrée de la turbine.  $J_{1-2}$  représente les pertes d'énergie dans l'installation en amont de la turbine. Selon chaque installation, ces pertes comprennent les pertes dans la prise d'eau, la galerie, la vanne de tête de la conduite, la conduite et la vanne de garde. Lorsque la vanne en 2 est fermée brusquement, la colonne d'eau continue son mouvement en créant une *surpression* qui dilate la conduite et comprime légèrement l'eau. Il y a donc production de travail et dissipation de l'énergie lorsque la conduite est bien calculée. La surpression peut par contre provoquer aussi l'éclatement de la conduite si le design est déficient.

#### 1.10 Écoulement dans la turbine (trajet 2-5)

Nous appelons turbine la partie comprise entre les points 2 et 5 de l'installation, c.-à-d. le distributeur avec la bêche spirale et les directrices, la roue et l'aspirateur. Le travail par unité de masse d'eau est donné par l'équation de l'énergie[5] :

$$W_{25} = \frac{P_5 - P_2}{\rho} + \frac{1}{2}(V_5^2 - V_2^2) + g(z_5 - z_2) + J_{2-5} \quad J / kg \quad (1.11)$$

Comme  $P_5$  est égale à la pression atmosphérique est  $V_5$  est à peu près égale à zéro, alors l'équation devient :

$$W_{25} = \frac{P_5 - P_2}{\rho} + \frac{1}{2}(-V_2^2) + g(z_5 - z_2) + J_{2-5} \quad J / kg \quad (1.12)$$

Dans le cas de la conduite forcée (trajet 1-2), l'équation de l'énergie donne :

$$W_{12} = \frac{P_2 - P_1}{\rho} + \frac{1}{2}(V_2^2 - V_1^2) + g(z_2 - z_1) + J_{1-2} \quad J/kg \quad (1.13)$$

Le travail total pour toute l'installation est obtenue en additionnant membre à membre les deux relations et tenant compte que  $P_1 = P_5 = P_a$  et  $V_1 = V_5 = 0$  :

$$W_{15} = g(z_5 - z_1) + J_{1-2} + J_{2-5} \quad J/kg \quad z_5 < z_1 \text{ alors;}$$

$$z_5 - z_1 = -H_G$$

(1.14)

$$W_{15} = -gH_G + J_{12} + J_{25}$$

$$W_{15} = -g\left(H_G - \frac{J_{1-2}}{g}\right) + J_{2-5}$$

$H_G$  représente la chute brute ou géométrique. Cette chute est déterminée selon les conditions du site et elle est égale à la différence d'élévation entre les niveaux amont et aval. Les pertes totales  $J_{1-5}$  sont égales aux pertes dans le trajet 1-2 plus les pertes dans le trajet 2-5. On peut alors définir la *chute nette*, disponible pour faire du travail à l'entrée du distributeur (point 2) comme étant égale à la chute géométrique moins les pertes dans le trajet 1-2. C'est cette chute nette qui intervient dans la détermination du rendement de la turbine puisqu'elle représente la quantité d'énergie vraiment disponible à l'entrée de la turbine.

$$H_N = H_G - \frac{J_{1-2}}{g} \quad (1.15)$$

alors le travail utile échangé avec le milieu extérieur est égal à :

$$W_{2-5} = -gH_N + J_{2-5} \quad (1.16)$$

Le travail théorique, sans pertes ( $J_{2-5} = 0$ ), est égal à

$$W_{Th} = -g * H_N. \quad (1.17)$$

On définit le rendement hydraulique de la turbine comme le rapport entre le travail utile et le travail théorique sans pertes.

$$\eta_h = \frac{w_{2-5}}{w_{Th}} \quad (1.18)$$

La valeur du rendement hydraulique  $\eta_h$  est souvent comprise entre 90 et 95 %.

Pour calculer le travail effectif ou travail vraiment fourni par la machine, il faut tenir compte des frottements mécaniques dans les paliers de la turbine. Alors, le *travail effectif* fourni par kg d'eau devient :

$$W_{eff} = w_{Th} \eta_h \eta_m \quad (1.19)$$

$\eta_m$  est le *rendement mécanique*, toujours élevé, de l'ordre de 98 à 99 pour cent.

### 1.11 Écoulement de l'eau à l'intérieur de la roue (trajet 3-4)

Le travail par unité de masse entre les points 3 et 4 peut être obtenu à partir de l'équation de l'énergie pour un écoulement permanent :

$$W_{3-4} = \frac{P_4 - P_3}{\rho} + \frac{1}{2}(V_4^2 - V_3^2) + g(z_4 - z_3) + J_{3-4} \quad (1.20)$$

Ceci signifie que le travail échangé avec la roue est égal à la variation d'énergie potentielle due à la variation de pression, plus la variation d'énergie cinétique entre l'entrée et la sortie de la roue, plus la variation d'énergie potentielle due à la variation d'altitude. Il est à noter que le résultat est négatif puisque les conditions de pression, vitesse et altitude au point 4 sont numériquement inférieures que les conditions au point 3.

Le terme  $(P_4 - P_3) / \rho$  représente le travail généré par la différence de pression à travers la roue. Cette différence de pression a deux causes :

En premier lieu, la variation de la vitesse relative qui passe de la valeur  $w_3$  à la valeur  $w_4$ . La vitesse relative est la vitesse vue par un observateur placé sur l'aube. L'écoulement à l'intérieur de la roue étant permanent, on peut écrire l'équation de Bernoulli [14] :

$$0 = \frac{P_4^1 - P_3^1}{\rho} + \frac{1}{2}(W_4^2 - W_3^2) + g(z_4 - z_3) + J_{34} \quad J / kg \quad (1.21)$$

$$\frac{P_4^1 - P_3^1}{\rho} = \frac{1}{2}(W_3^2 - W_4^2) - g(z_4 - z_3) - J_{34} \quad J / kg$$

En deuxième lieu, la variation de la vitesse de rotation causée par une variation de la distance  $r$  des particules d'eau à l'axe de la roue.

$$\frac{P_4^2 - P_3^2}{\rho} = \frac{1}{2}(u_4^2 - u_3^2) \quad (1.22)$$

Le travail total dû à la différence de pression est donc :

$$\frac{P_4 - P_3}{\rho} = \frac{1}{2}(u_4^2 - u_3^2) + \frac{1}{2}((w_3^2 - w_4^2) - g(z_4 - z_3) - J_{34}) \quad (1.23)$$

En remplaçant cette équation dans l'équation du travail entre les points 3 et 4, nous obtenons finalement que le travail utile généré par la roue est égal à :

$$W_{3-4} = W_u = \frac{1}{2}(V_4^2 - V_3^2) + \frac{1}{2}(u_4^2 - u_3^2) + \frac{1}{2}(w_4^2 - w_3^2) \quad J / kg \quad (1.24)$$

$V$  = Vitesse absolue de l'écoulement;

$u$  = vitesse tangentielle de l'aube;

$w$  = vitesse relative le long de l'aube.

Jusqu'ici nous avons présenté sommairement ce qu'est une turbine hydraulique. Notamment, nous avons vu que l'étude d'une turbine consiste à résoudre deux problèmes, le premier étant celui de la conduite forcée. Il consiste à déterminer la pression de l'eau à l'entrée de la turbine. De plus, il définit la chute nette.

Le deuxième problème est celui de la turbine proprement dite. Il conduit à définir : le travail utile unitaire fourni par la masse d'eau, le rendement hydraulique  $\eta_h$ , et le travail effectif fourni par la masse d'eau.

La tâche principale des ingénieurs hydrauliciens est de concevoir un passage hydraulique capable d'amener l'eau du niveau amont jusqu'au niveau aval avec un minimum de perte.

Pour notre projet, nous allons considérer que le design du passage hydraulique est déjà fait et nous allons nous occuper de la conception mécanique de la couronne de la roue Francis. Dans le chapitre suivant, nous présenterons le problème de la couronne et la méthode de conception par coulée et par la suite, dans le chapitre 3, nous traiterons de l'approche mécano-soudée.

## **CHAPITRE 2**

### **CONCEPTION D'UNE COURONNE COULÉE**

#### **2.1 Le marché de réfection des roues Francis**

Généralement, le cycle de vie d'une turbine est d'environ 50 ou 60 ans. À la fin de leur vie utile, elles doivent être remises à neuf. Ainsi, les turbines construites pendant l'essor de l'industrie hydroélectrique des années 50 devront être bientôt renouvelées. De plus, la demande en électricité est toujours en pleine croissance; les exploitants des centrales hydroélectriques, partout dans le monde, sont alors conscients de l'opportunité, forte intéressante, d'augmenter la puissance de leurs installations en remplaçant les roues existantes par des roues pouvant fournir plus de puissance tout en gardant les mêmes installations.

Pour ce type de roue, les exigences principales des clients sont :

- Délai de livraison de 6 à 12 mois;
- Puissance augmentée d'au moins 10 %;
- Coût compétitif ( moins de 20 %);
- Entretien facile (pas de traitement thermique avant ou après soudage);
- Rendement au moins égal à la valeur existante;

Il est à noter que certains clients ne demandent pas de tests de rendement puisque les tests peuvent être coûteux et allongent le cycle.

Les conditions décrites dans les paragraphes précédents créent un climat favorable à la réfection de roues où les opportunités d'affaires dans ce domaine sont abondantes. Cependant, il existe une concurrence très forte et agressive.

## **2.2 Le cycle manufacturier des coulées**

Lorsqu'un client décide de changer une roue, il veut minimiser le temps d'arrêt de la machine de sorte à réduire les pertes liées au temps mort, à la non-production d'électricité. Les fabricants des turbines doivent alors relever le défi et fournir des roues dans des délais de plus en plus courts et à des coûts très compétitifs. Au tableau suivant, nous présentons un cycle typique d'une couronne coulée.

Tel que montré au tableau II, le cycle pour produire une couronne coulée est approximativement de 4 mois. Cependant, due à la demande grandissante des coulées en acier, il y a une période d'attente qui varie entre 2 et 8 mois. Le cycle entre le moment où l'on place la commande et le moment où la couronne est disponible pour l'assemblage final de la roue varie entre 6 et 12 mois.

Normalement, les aubes et la ceinture sont fabriquées simultanément avec des cycles du même ordre dans le cas des coulées. Le cycle de fabrication de la roue est de 6 mois. Ceci donne un cycle total de 12 à 18 mois. Typiquement, le cycle total exigé pour certaines roues de réfection est de l'ordre de 6 à 12 mois, ce qui représente seulement le temps d'approvisionnement des coulées! Alors, pour pouvoir attaquer le marché de réfection de roues à cycle réduit, Il faut trouver des méthodes alternatives de fabrication de façon à réduire le cycle manufacturier et à abaisser les coûts. Dans les sections qui suivent, pour des fins de comparaison, nous présenterons la méthode de conception d'une couronne coulée.



**Tableau II**  
**Cycle de fabrication d'une coulée**

OPÉRATION	DURÉE
Confection du patron	20
Confection du moule	19
Coulage	1
Refroidissement et Démoulage	10
Desablage	6
Couper renforts	3
Premier Recuit	3
Meulage	3
Deuxième Recuit	2
Inspection préliminaire	1
Essais mécaniques	1
Usinage	21
Inspection dimensionnelle	1
END préliminaires	1
Enlever les défauts	2
Réparation par soudage	2
Recuit (si nécessaire)	3
END final	1
Relevé dimensionnel final	1
Emballage	1
Livraison	1
Transport	14
	117jours

### **2.3 Méthode de fabrication par coulée**

Habituellement, les roues Francis sont coulées en acier inoxydable. La couronne, la ceinture et les aubes sont généralement coulées séparément et ensuite soudées ensemble (figure 2, page 7). À partir des dessins et des instructions d'ingénierie, le fournisseur des coulées construit, pour la couronne, un patron en bois qui sert, par la suite, à la confection d'un moule en sable dans lequel on coule la pièce.

La réalisation du moulage présente des difficultés d'ordre métallurgique et technologique. Du côté métallurgique, les aciers inoxydables à haute teneur en chrome sont difficiles à couler [7]. Le chrome s'oxyde facilement au moment de

la coulée et les oxydes de chrome produisent des défauts internes. Pour pallier à ce problème, il faut couler «chaud»; la tension de vapeur au-dessus du métal forme un écran protecteur contre l'air empêchant l'oxydation. Du côté technologique, la difficulté est liée au grand poids de la couronne, à la précision de la forme demandée de sorte à limiter l'usinage très dispendieux et enfin à la variation d'épaisseur aux différents endroits de la couronne. Il faut mentionner ici que la pièce idéale pour le procédé de coulage est celle qui a une épaisseur uniforme permettant un refroidissement uniforme qui, à son tour, produit une structure cristalline uniforme avec des propriétés mécaniques uniformes.

Dans le cas d'une couronne, très épaisse à la bride et très mince au plafond, on est très loin de cette condition idéale. Les parties minces ayant tendance à refroidir rapidement, elles produisent un métal dur et difficile à usiner ultérieurement. Par contre, les parties épaisses comme la bride ayant tendance à refroidir lentement, elles produisent un métal mou avec plus de défauts internes. Pour pallier à ces problèmes, on doit concevoir la pièce, dans la mesure du possible, avec des épaisseurs sensiblement constantes. Évidemment, ceci n'est pas toujours possible. Il faut alors créer des transitions douces entre les différentes épaisseurs.

De plus, dans la conception du moule, il faut s'arranger pour obtenir une vitesse de refroidissement qui varie le moins possible d'un point à l'autre de la pièce. Pour ce faire, nous utilisons des sables avec des conductivités thermiques différentes; les parties minces sont en contact avec des sables conduisant très mal la chaleur, ce qui retarde le refroidissement. À l'opposé, les parties épaisses de la pièce sont en contact avec des sables conduisant très bien la chaleur, ce qui accélère le refroidissement. Nous pouvons aussi retarder le refroidissement des parties minces en alimentant la coulée par les parties minces, c.-à-d. en faisant passer une grande quantité d'alliage liquide par les parties minces.

La couronne est coulée dans un moule de sable dont l'alimentation s'effectue par de nombreuses attaques de coulée distribuées uniformément autour de la couronne. On laisse la couronne refroidir lentement dans le moule. Le démoulage peut durer plusieurs semaines dépendamment de la grandeur. Il est bon de mentionner ici que si la couronne est démoulée trop vite, elle peut se fissurer.

Après le dessablage et l'enlèvement des masselottes, on fait un recuit pour enlever les tensions résiduelles et régénérer le grain de l'acier. Le recuit consiste à chauffer le métal jusqu'à une température d'environ 800 °C suivi d'un revenu entre 700 et 750 °C avec refroidissement très lent. Habituellement, on demande un recuit double pour s'assurer que les grains de la coulée sont bien raffinés et que finalement la coulée est facilement usinée. La pièce est par la suite nettoyée, pré-usinée et inspectée avant l'assemblage final de la roue.

La méthode de coulée est très avantageuse par rapport à la complexité de la forme que l'on veut fabriquer. Elle est très appropriée pour les nouveaux projets où le délai de livraison n'est pas critique. Cependant, la fabrication des composantes d'une roue par la méthode coulée est trop longue et trop dispendieuse pour le marché de réparation.

L'acier utilisé est un acier martensitique du type ASTM A 743 grade CA-6MN normalisé et double recuit. La composition chimique ainsi que les propriétés mécaniques sont présentées au tableau III. Cet acier a une très bonne résistance mécanique, une bonne résistance à la cavitation et une assez bonne résistance à la corrosion. Cependant, les contraintes résiduelles lors du soudage sont très élevées (200 Mpa). Avec cet acier, il faut faire un pré-chauffage avant

soudage et un recuit après soudage. Ceci rend les réparations en site un peu plus compliquées et dispendieuses.

Tableau III

Propriétés du ASTM A743 grade CA-6NM

**MATÉRIAU : ASTM A743 GRADE CA-6NM (normalisé et recuit double)**

**Composition chimique :**

0.06C ; 1.00 Mn ; 11.5 – 14.0 Cr ; 3.5 – 4.5 Ni ; 1.00 Si; 0.40 – 1.0 Mo; 0.04 P; 0.03 S

**Propriétés mécaniques :**

Résistance ultime  $T_s = 760 \text{ MPa}$  ( 110 ksi)

Résistance élastique  $Y_P = 550 \text{ MPa}$  (80 ksi)

Élongation  $EL = 15 \%$

## 2.4 Conception d'une couronne coulée

La conception d'une couronne de roue Francis comporte deux grands volets : la conception hydraulique réalisée par un ingénieur concepteur hydraulicien et la conception mécanique réalisée par un ingénieur concepteur mécanicien. Les deux conceptions sont intimement reliées. L'extrait de la conception hydraulique est un profil hydraulique qui représente le passage principal de l'eau. Nous utilisons ce profil comme point de départ pour la conception mécanique de la couronne. Étant donné que notre propos est la conception mécanique, nous ne traiterons que très sommairement la conception hydraulique.

### 2.4.1 Conception hydraulique

Le processus de conception hydraulique a pour objectif la conception du passage principal (voir exemple à la figure 7). Ce profil hydraulique représente

les limites à l'intérieur desquelles l'eau doit circuler. Le profil est conçu de sorte à donner le rendement le plus élevé possible. Toute déviation de ce profil se traduit par une réduction du rendement hydraulique de la roue. Par la suite, il faut créer une structure solide autour de ce profil.

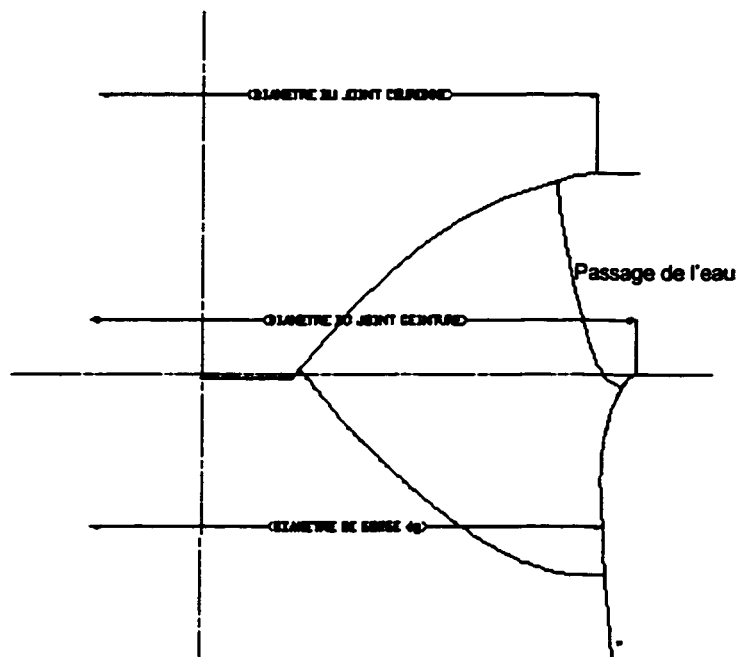


Figure 7. Exemple d'un profil hydraulique

Le design hydraulique pour une couronne de roue Francis varie en fonction des contraintes physiques (chute, débit, puissance, rendement, matériaux), des contraintes géométriques (la roue doit respecter l'enveloppe extérieure), le point initial choisi par le concepteur pour débiter le processus itératif d'optimisation, le pas d'itération etc. Une toute petite variation de l'une de ces variables donne un profil hydraulique avec des caractéristiques complètement différentes et inattendues. Il est donc très difficile de prédire les valeurs à donner aux différentes variables pour avoir un certain profil.

## **2.4.2 Conception mécanique de la couronne**

La conception mécanique de la couronne consiste à déterminer une forme géométrique capable de porter les charges sans dépasser le niveau de contrainte admissible au-dessus duquel une défaillance peut se produire. Également, la déformation doit être inférieure ou égale à la valeur admissible de sorte à garantir un fonctionnement adéquat de la roue. Les sections suivantes présentent la méthodologie employée pour déterminer la géométrie ainsi que la méthode de vérification de la contrainte et de la déformation par éléments finis.

### **2.4.2.1 Les fonctions de la couronne**

La couronne a deux fonctions importantes : la première est de diriger ou canaliser l'écoulement de l'eau. Cette fonction est accomplie par la forme du profil hydraulique. Cette forme est déterminée de sorte à maximiser le rendement de la roue. La deuxième fonction de la couronne est de transmettre les efforts mécaniques créés lorsque l'eau pousse les aubes. L'énergie est transmise à l'arbre sous forme d'un couple moteur.

La couronne doit avoir la résistance mécanique et la rigidité suffisamment élevées pour transmettre les efforts sans dépasser les niveaux de contraintes admissibles ni le niveau de déformation permis (moins que 10 % de la valeur du jeu radial minimum). Ainsi la résistance mécanique et la rigidité sont des caractéristiques importantes à considérer lors de la conception d'une couronne.

Ces caractéristiques sont validées en faisant des analyses de contrainte par éléments finis. Les valeurs de contraintes moyennes doivent être plus petites ou égales que  $1/4 \sigma_u$  ou  $2/3 \sigma_y$ . Par exemple, pour une coulée du type CA- 6NM (tableau III page 27) la valeur de la contrainte doit être inférieure ou égale à 190

**MPa. Dans la section portant sur les éléments finis qui est un peu plus loin, nous présentons un exemple d'analyse.**

**L'objectif est de concevoir une roue qui satisfait les besoins du client : puissance, sécurité, fiabilité, durabilité, rendement et coût compétitif. Le client décide parfois de la sorte de matériau à utiliser, le codes régissant la fabrication, les types d'inspections à faire, etc. Il faut donc commencer le design en prenant connaissance des demandes du client. Ces demandes sont généralement consignées dans le devis technique plus toute autre information concernant le projet en question.**

**Pour faciliter la compréhension du processus de conception, nous proposons de diviser la couronne en plusieurs parties tel que montré à la figure 8 : La bride, le plafond (paroi hydraulique), le joint d'étanchéité extérieur, le joint d'étanchéité intérieur, la jonction la bride-plafond, les trous d'égalisation de pression.**

**Le processus de conception mécanique commence lorsque la conception hydraulique est terminée. À partir du profil hydraulique, on bâtit une structure mécanique en utilisant des règles empiriques trouvées au fil des années. Le design est par la suite validé en faisant une analyse des contraintes par éléments finis (MEF). Au besoin, on y apporte des corrections. Le processus sera expliqué un peu plus loin.**

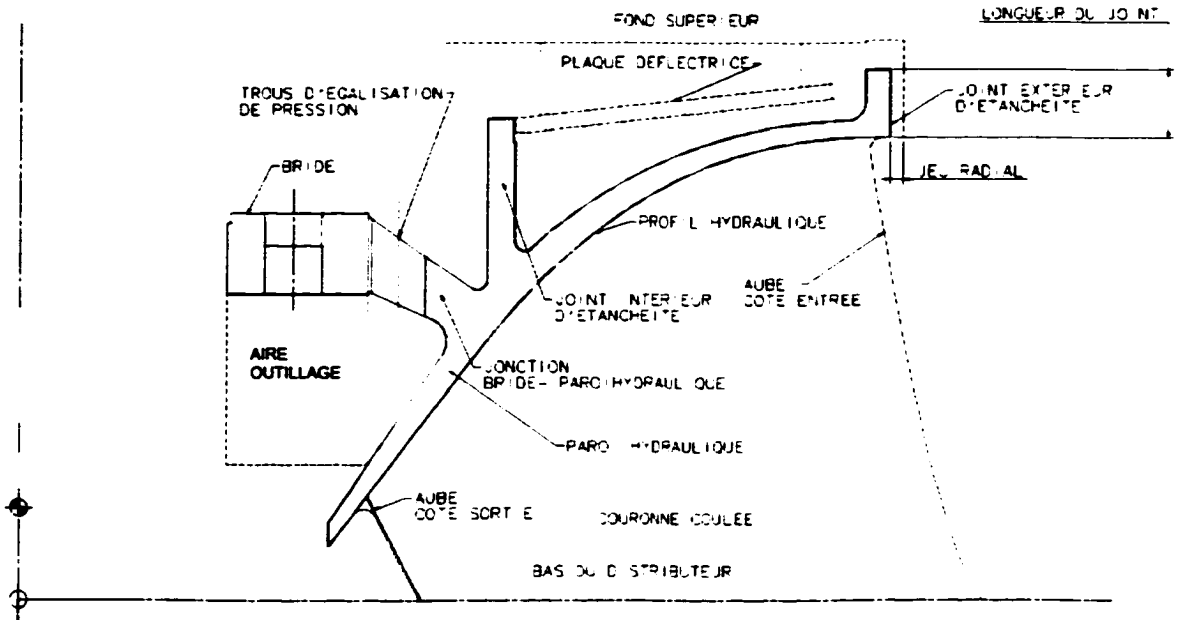


Figure 8. Topologie typique d'une couronne coulée.

Avant de commencer la conception mécanique de la couronne, il est recommandé de dessiner toutes les surfaces de contact entre la couronne et les pièces environnantes, c.-à-d. fond supérieur et arbre. Le but est de s'assurer qu'il n'y a pas d'interférences entre la couronne et les pièces voisines et que les jeux nécessaires au bon fonctionnement de la turbine sont respectés. Les dimensions de l'arbre et du fond supérieur proviennent des dessins fournis par le client. Parfois, il est nécessaire de faire un relevé dimensionnel pour s'assurer que les mesures sur les dessins correspondent bel et bien aux mesures réelles de l'installation. Parfois, le client effectue des changements, mais ces changements ne sont pas incorporés aux dessins originaux.

La conception de la couronne est un processus relativement simple : on définit sa géométrie et ses dimensions à l'aide d'un logiciel de dessin assisté par ordinateur (DAO). Pour notre projet, nous avons utilisé le logiciel IDEAS®. Dans



les sections suivantes nous expliquerons comment déterminer la géométrie de chacune des parties d'une couronne coulée.

#### 2.4.2.2 Le plafond (paroi hydraulique)

La première étape de la conception d'une couronne consiste à importer le profil hydraulique dans la zone de travail du logiciel de dessin (figure 8), à lui donner une épaisseur capable de supporter les charges et à avoir une rigidité suffisante pour que la roue puisse tourner librement. La paroi ainsi formée constitue le plafond de la couronne (figure 9).

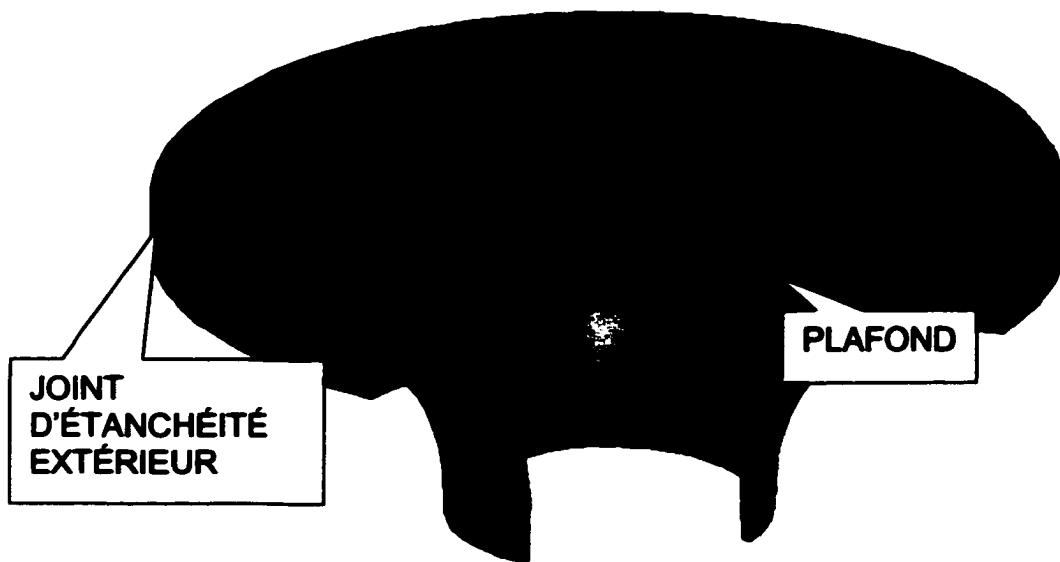


Figure 9. Couronne : Plafond et joint extérieur. Coupe à 270 degrés.

Le niveau de contraintes dans le plafond est relativement bas (figures 14 et 15). Il est de l'ordre de 20 à 60 Mpa puisque le critère de conception n'est pas le niveau de contrainte sinon la méthode de fabrication. Il est à noter que si l'on fait

la conception basée sur le niveau de contraintes, le résultat donne une couronne très mince. Ceci est à éviter puisqu'une coulée trop mince peut fissurer ou rompre même si les contraintes sont basses parce qu'il y a toujours des défauts au centre de la coulée.

En pratique, pour déterminer les épaisseurs du plafond, on utilise des *critères empiriques* développés par chaque manufacturier. Ces critères sont basés plutôt sur les besoins du processus de coulée et non sur la résistance mécanique.

En particulier, il faut tenir compte de la solidification de la coulée : les parties minces vont solidifier plus rapidement que les parties épaisses de la couronne. Cela signifie que le dernier liquide à solidifier se trouve dans le centre de la partie épaisse de la pièce. Il faut se rappeler que c'est dans ce dernier liquide à solidifier que se retrouvent les défauts comme les inclusions, des fissures de retrait du métal, les poches de gaz, etc. Il faut donc éviter les changements brusques de section [15]. Préféablement, il faut créer une transition entre la bride très épaisse et la surface hydraulique mince. De plus, la couronne doit augmenter d'épaisseur à mesure que l'on s'approche de l'alimentation de la coulée dans la partie supérieure pour éviter des défauts dus au retrait du métal lors du refroidissement. Une attention particulière doit être portée sur les angles vifs. Ils doivent être arrondis de sorte à produire un refroidissement uniforme. L'angle d'arrondissement doit être juste assez grand pour produire un profil uniforme. S'il est trop grand, il peut y avoir des défauts dû au retrait du métal; s'il est trop petit, il peut y avoir des zones chaudes qui retardent la solidification ou qui rendent le moulage difficile.

### 2.4.2.3 La bride

La bride est la partie servant à relier la couronne à l'arbre (figure 10). Elle transmet le couple moteur à l'arbre à l'aide des boulons d'accouplement. Elle est soumise à des efforts de flexion-torsion. En général, la forme de la bride est la même que celle de la couronne d'origine à moins que l'on décide de changer quelques détails tels que l'élimination du cône ou le changement des boulons d'accouplement de l'arbre. L'épaisseur de la bride est dictée par l'épaisseur de la bride de l'arbre, qui à son tour est déterminé selon la norme ANSI / IEEE std 810-1987. On choisit le diamètre nominal de l'arbre de façon à pouvoir supporter les charges de torsion et de flexion générées par la roue et l'alternateur en plus du poids de la roue et de la poussée axiale hydraulique. Ensuite, en fonction de ce diamètre nominal, on trouve dans la norme toutes les dimensions de la bride tel que montré à la figure 10. Les lettres entre parenthèses représentent les valeurs tirées de la norme.

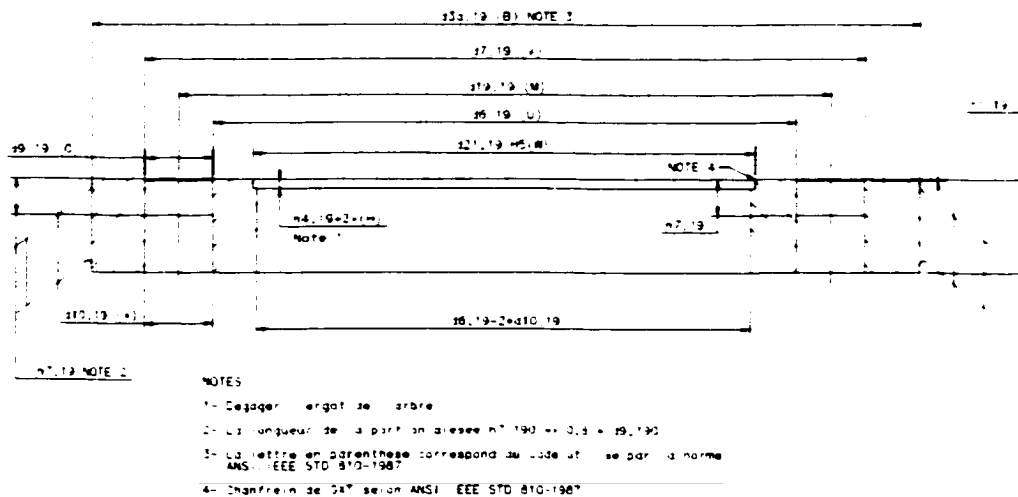


Figure 10. Dimensions de la bride selon ANSI / IEEE std 810-1987

#### 2.4.2.4 Jonction bride-Plafond

La fonction de cette jonction est d'unir structurellement la bride et le plafond. De plus, elle est le siège des trous d'égalisation de pression. Cette jonction peut être horizontale ou inclinée en forme de cône. Elle doit être conçue selon les règles couramment utilisées pour les coulées de sorte à faciliter l'opération de coulage. En effet, son épaisseur doit diminuer progressivement à partir de la bride vers le plafond, ce qui aide à obtenir un refroidissement plus uniforme.

#### 2.4.2.5 Joint extérieur d'étanchéité de la couronne

Le petit rebord sur la partie supérieure du plafond (figure 9) s'appelle *joint d'étanchéité extérieur de la roue*. Le joint entier est composé de deux cylindres concentriques. Le premier cylindre est, en général, une partie de la roue. Il peut être aussi un anneau dit d'usure, c.-à-d. qui est assemblé à la couronne et peut être échangé lorsqu'il s'use ou se brise. Le deuxième cylindre fait partie du fond supérieur : il est donc stationnaire. Les anneaux sont en acier de différentes duretés pour éviter leur adhérence entre eux lorsque la couronne touche le fond supérieur. Le jeu entre le cylindre stationnaire sur le fond supérieur et le cylindre sur la couronne s'appelle le jeu radial. L'eau fuit à travers ce jeu, passe par-dessus la couronne et s'échappe par les trous d'égalisation de pression.

Le but du joint labyrinthe est de créer une résistance au passage de l'eau pour limiter la fuite d'eau ou, en d'autres mots, les pertes d'énergie. Le joint est caractérisé par sa *longueur* et par le *jeu radial* entre les deux cylindres.

La détermination du jeu radial est un compromis entre le débit d'eau qui fuit à travers le joint et le risque de friction mécanique entre la couronne et le fond supérieur. D'une part, on veut diminuer le risque de contact entre la couronne et

le fond supérieur. D'autre part, on veut minimiser le débit d'eau qui fuit à travers le joint. Le jeu radial doit donc être assez grand pour éviter le contact, mais jusqu'à une certaine limite pour éviter de perdre trop de puissance à cause de l'eau de fuite.

La détermination de la longueur du joint est aussi un compromis de variables à effets contraires. D'une part, le joint doit être assez long pour éviter *la cavitation*. D'autre part, il ne doit pas être trop long pour éviter d'augmenter les pertes de puissance dues à la friction de l'eau.

L'écoulement à l'intérieur du joint est un écoulement turbulent très complexe. Dans la direction tangentielle, l'eau a un mouvement tourbillonnaire et dans la direction axiale, le joint agit comme un tuyau court dont l'écoulement subit des pertes à cause de l'entrée et de la sortie du tuyau.

La conception du joint est en quelque sorte problématique parce qu'il n'existe pas une formulation théorique facile à appliquer. Généralement, on procède par comparaison avec une roue de référence. Si les conditions sont similaires, on prend les mêmes valeurs de jeu radial et de longueur du joint que celles de la roue de référence. Au besoin, on ajuste ces valeurs selon les conditions du design de la roue qu'on est en train de concevoir. Cette méthode est expliquée plus en détail dans les paragraphes qui suivent.

La méthode utilisée pour calculer le jeu radial s'appelle la méthode de la déviation maximale du système arbre-roue. Cette méthode consiste à additionner toutes les déviations radiales géométriques du système arbre-roue (voir figure 11). Le **jeu diamétral minimal** pour le joint à la couronne est calculé en additionnant les facteurs suivants :

1. L'expansion centrifuge de la roue au joint;
2. Le jeu maximum du palier principal;
3. Le jeu maximum de l'ergot (spigot) de l'arbre;
4. La tolérance de parallélisme de l'arbre par rapport à l'axe de la turbine;
5. La tolérance de circularité du joint d'étanchéité (diamètre du joint);
6. La contraction du fond supérieur due au chargement ;
7. La tolérance de circularité du fond supérieur;
8. La tolérance d'assemblage ou d'excentricité du fond supérieur par rapport au fond inférieur;

Le jeu diamétral obtenu est ensuite divisé par deux pour obtenir le *jeu radial minimum* à utiliser. La valeur de ce jeu varie entre quelques dixièmes de millimètre et 2 ou 3 millimètres. Ce jeu ne garantit pas une absence totale de contact entre la roue mobile et les parties stationnaires, mais il représente un bon compromis ayant donné des bons résultats dans le passé. Pour valider son choix, le concepteur compare le jeu radial obtenu avec le jeu utilisé dans une autre roue de référence ayant des caractéristiques très similaires à celles de la roue qu'il est en train de concevoir et apporte, au besoin, les correctifs nécessaires. Nous avons jugé que ce processus pouvait être amélioré. Nous avons donc fait une étude statistique ayant pour but de trouver une façon plus pratique de calculer ce jeu. Le résultat est présenté dans le chapitre suivant traitant de la couronne mécano-soudée.

Le jeu diamétral obtenu est ensuite divisé par deux pour obtenir le *jeu radial minimum* à utiliser. La valeur de ce jeu varie entre quelques dixièmes de millimètre et 2 ou 3 millimètres. Ce jeu ne garantit pas une absence totale de contact entre la roue mobile et les parties stationnaires, mais il représente un bon compromis ayant donné des bons résultats dans le passé. Pour valider son choix, le concepteur compare le jeu radial obtenu avec le jeu utilisé dans une

autre roue de référence ayant des caractéristiques très similaires à celles de la roue qu'il est en train de concevoir et apporte, au besoin, les correctifs nécessaires. Nous avons jugé que ce processus pouvait être amélioré. Nous avons donc fait une étude statistique ayant pour but de trouver une façon plus pratique de calculer ce jeu. Le résultat est présenté dans le chapitre suivant traitant de la couronne mécano-soudée.

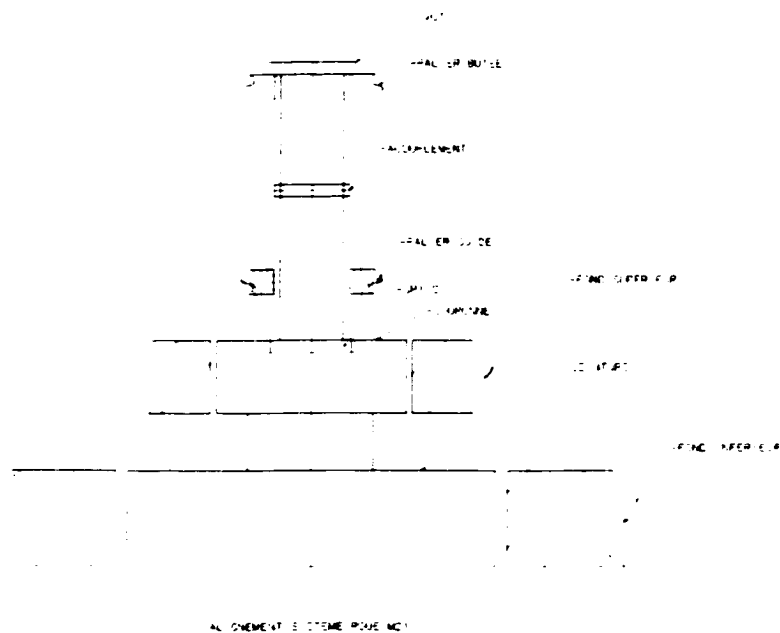


Figure 11. Schéma montrant le système roue-arbre

Parfois, le client demande une conception qui assure l'absence de tout contact entre la roue et les parties stationnaires. Dans ce cas, il faut faire une analyse dynamique par éléments finis du système roue-arbre dans le but de déterminer la déflexion maximale produite pour chaque cas de chargement. Par la suite on choisit la déflexion maximale pour la condition la plus critique. À cette valeur, on ajoute évidemment les tolérances géométriques mentionnées plutôt.

#### **2.4.2.6 Joint intérieur d'étanchéité.**

Le joint intérieur d'étanchéité est un cylindre attaché soit au plafond, soit à la jonction bride-plafond (figure 12). Il est placé le plus proche possible des trous d'égalisation de pression. Sa fonction est de créer une différence de pression entre le dessus de la couronne et le dessus de la plaque de déflexion. Sa valeur du jeu radial est moins critique que dans le cas du joint extérieur d'étanchéité. Il sert seulement à laisser passer suffisamment d'eau pour inonder complètement la zone entre la couronne et la plaque de déflexion, mais sans augmenter la pression dans cette zone. En général, on prend une valeur de jeu radial égale au double du jeu radial utilisé au joint extérieur. La longueur usinée est égale à l'épaisseur de la plaque de déflexion. Il est à noter qu'il faut respecter la distance verticale minimale demandée par le client entre toute partie de la couronne et le fond supérieur. Ceci a pour but de pouvoir monter la roue afin de vérifier les patins du palier butée.

#### **2.4.2.7 Trous d'équilibrage de la pression.**

Les trous d'équilibrage de pression à la couronne sont des trous localisés sur la jonction (figure 12) le plus proche possible de la bride pour éviter une augmentation de la pression sur le dessus du plafond. Leur fonction est de drainer rapidement l'eau de fuite qui coule sur la partie supérieure de la couronne. Si l'aire totale de ces trous est trop petite, il y aura une augmentation de la pression sur la couronne. Ceci est à éviter pour ne pas augmenter indûment la poussée axiale hydraulique.

Une fois la valeur du jeu radial déterminée, on calcule l'aire de fuite par la relation suivante :

$$A_{fuite} = 2 * \pi * R_j * jeu\_max;$$



L'aire totale minimale des trous de pression doit être plusieurs fois l'aire de fuite pour garantir une évacuation rapide de l'eau sur le dessus du plafond. Ces trous sont inclinés dans la direction de la rotation de la roue pour faciliter l'écoulement de l'eau circulant en sens contraire de la rotation de la roue. Parfois, il y a des limitations physiques d'espace pour placer les trous inclinés. Dans ce cas, on peut les percer, mais il faut augmenter le diamètre des trous parce que l'écoulement est plus difficile. Le nombre de trous n'est pas important car ce qui compte est l'aire totale de drainage. Le rayon de la circonférence où se trouvent les trous d'équilibrage doit être le plus petit possible. Ceci aide à diminuer la poussée axiale puisqu'il y a moins de pression créée par l'effet centrifuge.

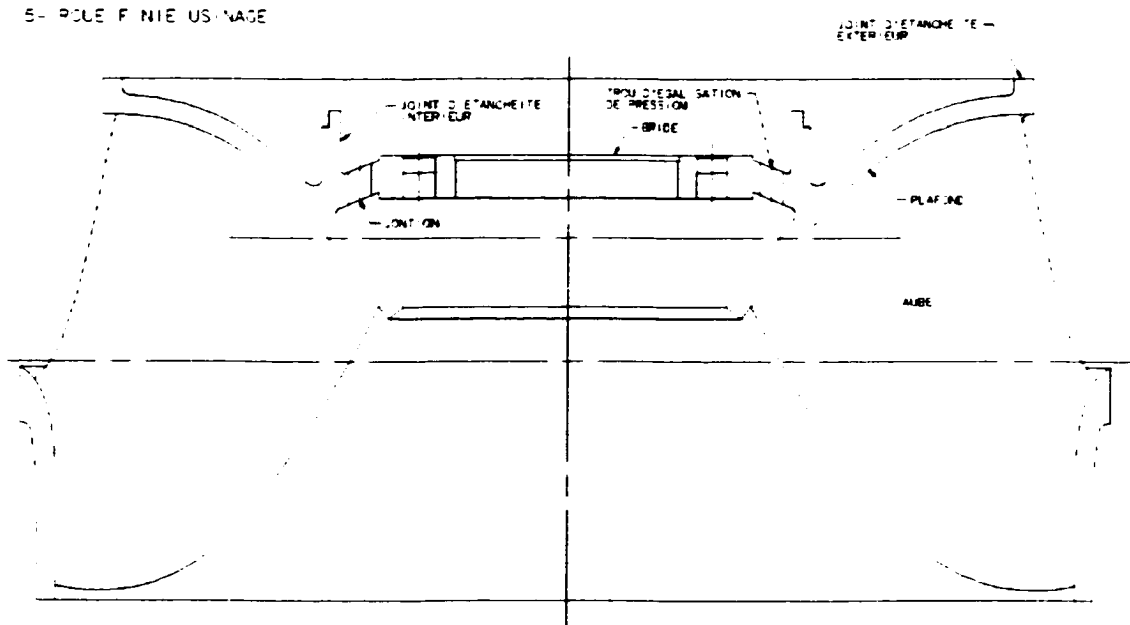


Figure 12. Roue Francis. Conception finale : couronne, aube, ceinture

Après avoir fini la conception mécanique de la couronne, on doit vérifier sa solidité structurelle en faisant des analyses statiques des contraintes et de fatigue par la méthode des éléments finis.

#### **2.4.2.8 Analyse statique de contrainte par éléments finis**

Pour valider l'intégrité structurelle de la couronne, nous devons faire des analyses de contraintes et de déformation par la méthode des éléments finis. En général, le manufacturier fait des analyses statiques tridimensionnelles de la roue en utilisant des conditions de charge les plus sévères en opération normale et exceptionnelle, dans notre cas, nous nous attarderons à la partie couronne de la roue. Nous devons prévoir tous les cas de chargement que la couronne supportera pendant toute sa vie utile. La couronne doit fonctionner correctement et de façon sécuritaire dans ces conditions. Les conditions de charge étudiées pour une couronne Francis sont présentées au tableau IV un peu plus loin.

Voici un exemple pour illustrer la façon de faire une analyse. Pour cet exemple, nous avons utilisé le logiciel d'analyse par éléments finis ou module de simulation de IDEAS ainsi que le générateur de maillage semi-automatique S3D de GE Hydro. Toutefois, dans les sections suivantes, nous décrirons les étapes génériques qui sont aussi utilisées pour l'analyse des roues et son application pour une couronne coulée. Ces étapes sont:

- 1- Création du modèle 3D à l'aide du modelleur 3D de IDEAS;
- 2- Création du modèle par éléments finis :
  - Définition des matériaux et des leurs propriétés;
  - Définition des conditions frontières;
  - Chargement;
  - Maillage;
- 3- Solution du modèle;
- 4- Analyse des contraintes et des déplacements.

#### **2.4.2.8.1 Création du modèle 3D**

Pour faire une analyse de contrainte par éléments finis, nous devons tout d'abord construire un modèle représentant la composante physique sous étude. Dans notre cas, il s'agit d'un modèle solide en 3D d'une couronne de roue Francis.

Pour construire notre modèle 3D, nous importons sur le modelleur IDEAS le profil de l'aube déterminé préalablement par l'ingénieur hydraulicien. Ensuite, nous dessinons la couronne en 3D à partir de la conception 2D créée par la méthode décrite précédemment. Finalement, nous y ajoutons le profil de la ceinture ayant été déterminé par un processus similaire à celui de la couronne. Il est à noter que le modèle est construit à échelle nature.

Il est de pratique courante d'essayer de simplifier le modèle le plus possible dans le but de réduire le temps de solution. Dans le cas d'une roue Francis, nous assumons que les charges de pression sont identiques pour chaque aube. Ainsi, nous pouvons traiter la roue comme une pièce axisymétrique pouvant être décomposée en  $n$  segments identiques où  $n$  représente le nombre d'aubes. Chaque segment est composé d'une aube et d'une partie de la couronne et de la ceinture. Les plans de symétrie situés aux extrémités de chaque segment forment un angle de  $360/n$  degrés. Cette symétrie est simulée en imposant le même déplacement aux nœuds correspondants situés sur chaque extrémité du segment. En modélisant la roue par seulement un segment couplé aux extrémités, on raccourcit énormément le temps de simulation. À la figure 13, nous présentons un exemple du modèle d'une roue comportant 17 aubes. Les plans de symétrie passant par les extrémités du segment forment alors un angle de  $360/17$  degrés.

Après avoir créé le modèle solide 3D, nous générons un maillage en utilisant un type d'élément fini capable de transmettre des efforts combinés en flexion et en

torsion. Dans notre exemple nous avons utilisé l'élément brique à 20 nœuds qui donne une très bonne précision.

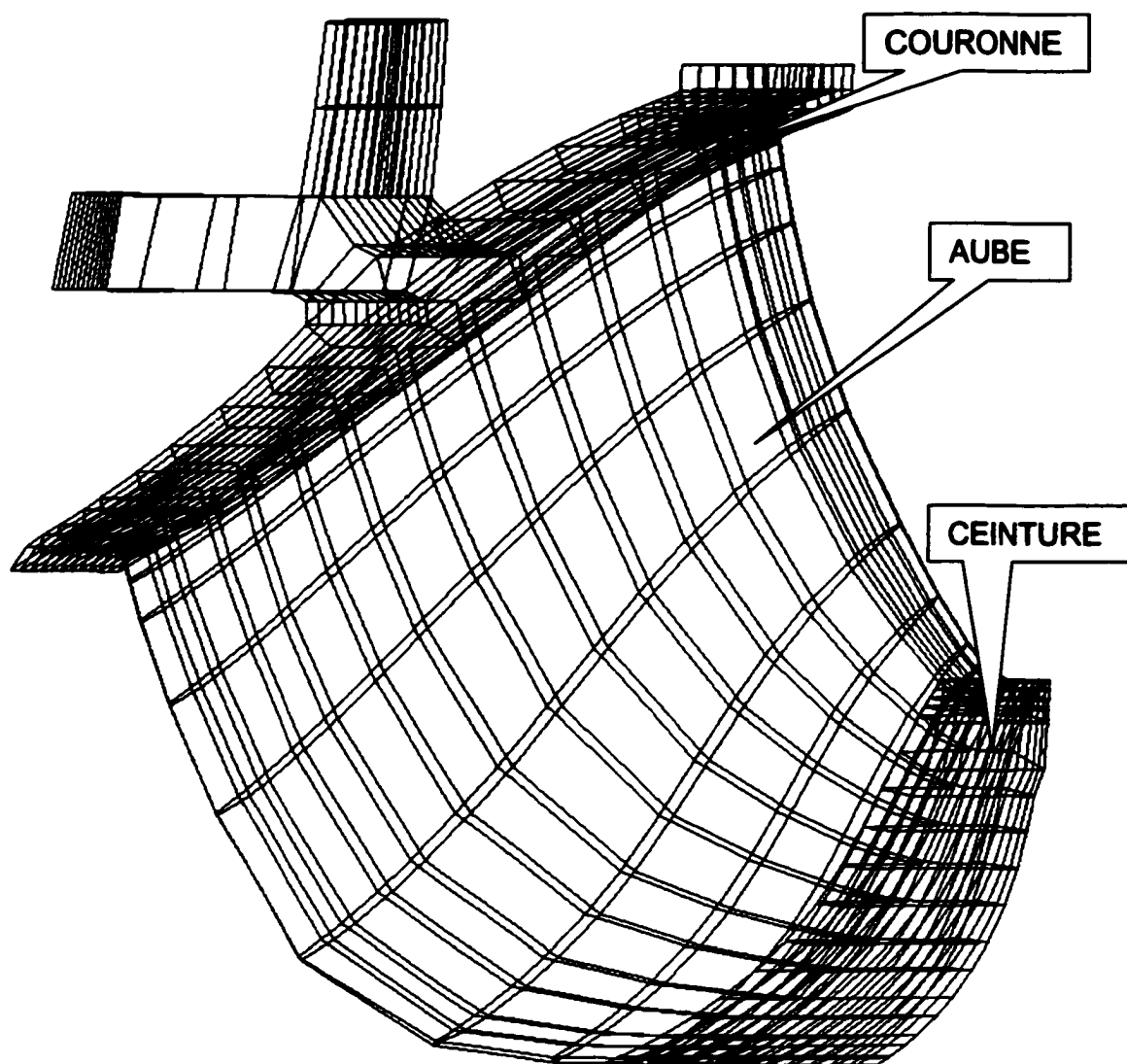


Figure 13. Modèle MEF montrant un segment de roue composé d'une aube, d'un morceau de couronne et d'un morceau de ceinture

En suite, nous ajoutons les conditions frontière (fixations), les charges et les conditions de symétrie. La distribution de pression est calculée par le concepteur hydraulicien et ajoutée automatiquement au modèle par un programme maison. Il faut aussi ajouter l'accélération de la gravité et la vitesse de rotation de la roue pour tenir compte du poids de la roue et de la force d'inertie induite par la rotation de la roue.

#### **2.4.2.8.2 Chargement**

La charge principale d'une roue est une distribution de pression appliquée sur la surface de l'aube. Elle varie en fonction du mode d'opération de la turbine. La distribution de pression, très complexe, est générée par un programme de l'hydraulique qui l'incorpore directement sur le modèle 3D.

**Tableau IV**  
**Conditions de charge pour analyse statique par MEF**

<b>Charge</b>	<b>Ouverture distributrices 65 %</b>	<b>Ouverture distributrices 75 %</b>	<b>Ouverture distributrices 100 %</b>	<b>Emballlement</b>
Chute (m)	Chute nette max	Chute Nominale	Chute nette min	-
Puissance(MW)	Selon calcul	Selon calcul	Selon calcul	-
Vitesse (RPM)	Synchrone	Synchrone	Synchrone	emballement
Gravité	oui	Oui	oui	oui
Force centrifuge	oui	Oui	oui	oui
Pression	oui	Oui	oui	non

Pour assurer un bon fonctionnement de la roue, il nous faut vérifier quatre cas de chargement :

- 1- Chute maximale;
- 2- Chute nominale au point de rendement maximal;
- 3- Chute minimale;
- 4- Emballement (pire cas en opération anormale).

Les conditions de charge pour chaque cas sont présentées au tableau IV. Pour les conditions d'opération normale, il faut vérifier quel cas (chute minimale, nominale ou maximale) donne la puissance maximale. Pour chaque cas de chargement, on détermine :

1. Les contraintes principales maximales
2. La localisation des contraintes principales
3. Les contraintes de cisaillement maximales
4. La localisation des contraintes de cisaillement maximales
5. Le déplacement radial maximal au joint d'étanchéité de la couronne
6. Le déplacement radial maximal au joint d'étanchéité de la ceinture.

#### **2.4.2.8.3 Les contraintes admissibles**

Lorsque qu'un concepteur fait une analyse de contraintes par éléments finis, il doit analyser les résultats pour vérifier deux choses. La première est de vérifier que le programme donne effectivement les contraintes réelles de la structure sous étude. Parfois, il faut mesurer les contraintes avec des jauges de contraintes dans le but d'étalonner le modèle. Un modèle mal défini peut conduire à des erreurs pouvant être catastrophiques. La deuxième est de vérifier que les contraintes calculées sont inférieures ou égales aux valeurs maximales admissibles afin de s'assurer que la roue est capable de porter les charges sans défaillance. Les valeurs admissibles pour les roues hydrauliques sont généralement celles recommandées pour les réservoirs sous pression selon

le code ASME SECTION VIII, Division 2. Elles sont présentées au tableau V. Par exemple, pour une coulée du type CA-6NM la résistance de la pièce doit être inférieure ou égale à 190 MPa sous conditions d'opération normale.

Tableau V

Contraintes admissibles selon ASME code Section VIII Division 1

Clause	Appendice P	Appendice P
Critère de contrainte max	Valeur min de: $1/4$ su ou $2/3s_y$	Plus bas que $2/3s_y$

Après avoir créé le modèle MEF, on exécute le programme de calcul et on passe à l'étape d'analyse des résultats en isolant la couronne du reste de la roue. D'une part, nous sommes intéressés à connaître les contraintes maximales et leur emplacement sur la couronne pour s'assurer que le niveau de contrainte est acceptable. D'autre part, nous voulons aussi connaître le déplacement radial maximal afin de s'assurer que la couronne ne touchera pas les parties stationnaires lorsque la turbine est en opération.

RESULTS: 3- B.C. 1, STRESS\_3, CHARGEMENT  
STRESS - MAX PRIN MIN: -3.33E+03 MAX: 2.22E+04  
FRAME OF REF: PART

VALUE OPTION: ACTUAL

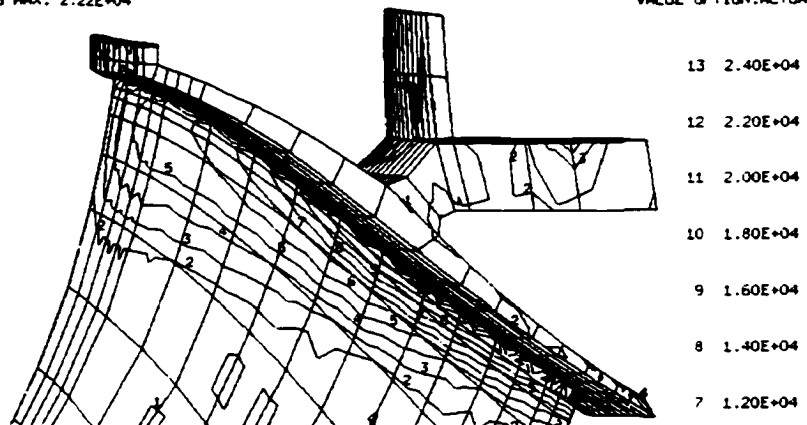
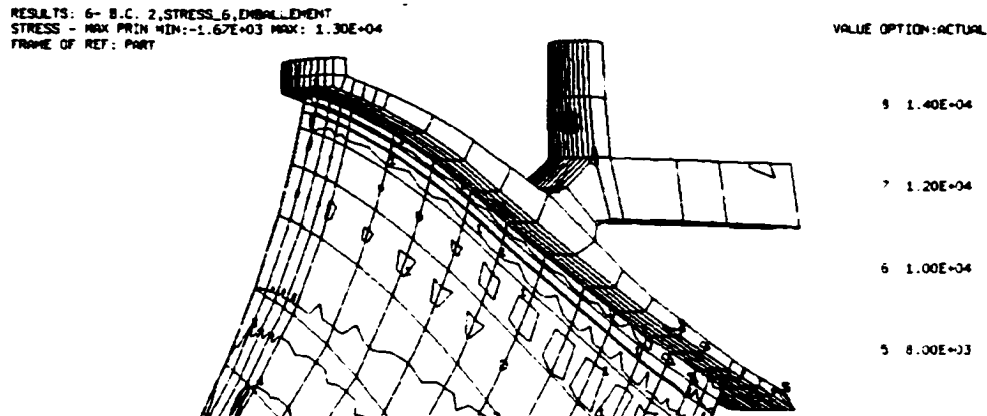


Figure 14. Contraintes principales en livres. Puissance maximale



**Figure 15. Contrainte principale à l'emballement**

Les figures 14 et 15 montrent les niveaux de contraintes sur la couronne pour les pires conditions, dans le cas présent, à puissance maximale et à l'emballement.

Dans cet exemple, la contrainte maximale pour la condition puissance maximale (figure 14) est de 153 Mpa (22.2 ksi). Cette valeur est sécuritaire puisqu'elle est inférieure à la contrainte admissible (190Mpa ). Elle est localisée sur la couronne à la sortie de la jonction aube-couronne du côté intrados.

La figure 15 montre que la contrainte maximale à l'emballement est de 89 Mpa (13 psi) < 367 MPa . Elle est localisée à la sortie de la jonction aube-couronne du côté extrados. Étant donné que les contraintes maximales en opération et à l'emballement sont inférieures aux valeurs admissibles, on peut conclure que la conception est acceptable du point de vue contrainte. Il reste à vérifier que la déformation de la roue aux joints d'étanchéité est acceptable.

Les figures 16 et 17 montrent la distribution des déplacements radiaux de la couronne au joint d'étanchéité extérieur. Pour la condition de charge puissance maximale, le déplacement radial maximal est de -0.20 mm (-0.008 po). Le signe



négatif indique que la couronne se comprime lorsqu'elle est en opération. À l'emballement, le déplacement radial maximal est égal à 0.0254 mm (0.001 po). Le signe positif indique qu'à l'emballement la couronne gonfle. Ceci se traduit par une réduction du jeu radial entre la couronne et le fond supérieur stationnaire. Dans notre exemple, cette réduction ne pose aucun problème puisque le jeu radial minimal prévu est de 2.5 mm et la tolérance est de  $0.01 \times 2.5 = 0.025$  mm.

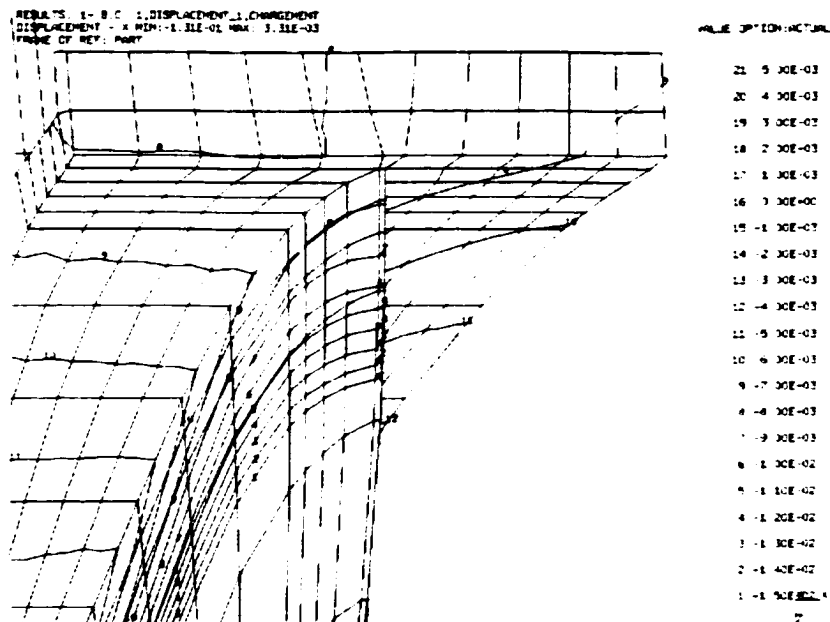
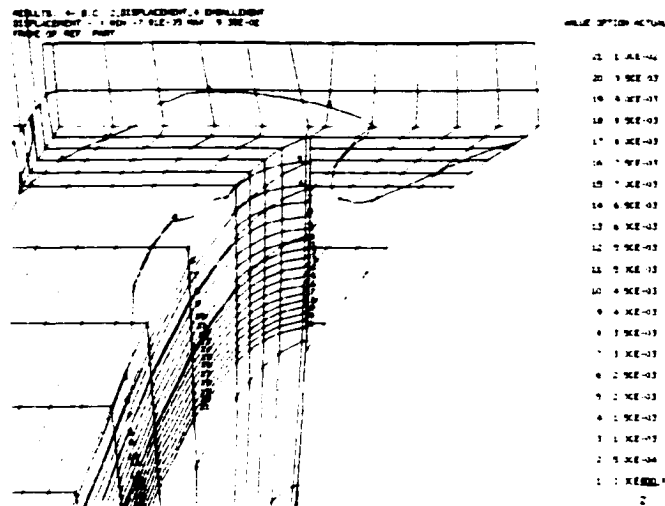


Figure 16. Déplacement radial maximal au joint de la couronne. Mode d'opération puissance maximal.



**Figure 17. Déplacement maximal au joint de la couronne à la vitesse d'emballement.**

Nous avons vérifié que les niveaux de contraintes sont inférieurs aux niveaux admissibles et que le déplacement radial au joint est acceptable. Maintenant, il faut vérifier le comportement de la structure en fatigue.

#### 2.4.2.8.4 Analyse de fatigue

Les composantes d'une turbine hydraulique sont soumises à des charges variables dans le temps. Ces charges, appelé charges cycliques, produisent des contraintes également cycliques qui finissent pour endommager physiquement la structure. Même si les charges sont très basses, des dommages microscopiques peuvent se produire et s'accumuler et finalement produire des fissures qui conduisent à une défaillance de la composante. Nous appelons fatigue le processus d'endommagement et de défaillance causée par des charges cycliques.

**Il y a trois approches principales pour concevoir et analyser des structures qui ont une bonne résistance à la fatigue :**

La première approche, appelée approche traditionnelle, est basée sur l'analyse de la contrainte nominale ou moyenne de la composante dans la région sous étude. Le niveau de contrainte que la structure peut résister lorsqu'elle est chargée cycliquement est déterminé en considérant la contrainte moyenne multipliée par un facteur qui tient compte des concentrateurs de contrainte tel qu'une discontinuité (trous, soudure, rainure, et autres).

La deuxième approche est basée sur l'analyse détaillée de la *déformation plastique* locale causée par le concentrateur de contrainte.

Finalement la troisième approche est *l'analyse de défaillance* qui traite spécifiquement la création et propagation de fissures.

Dans le contexte des turbines hydrauliques, la conception basée sur la fatigue consiste à déterminer le niveau maximal de contrainte causée par la charge cyclique sur un point de la structure sensible à la fatigue et ensuite, comparer cette valeur avec la valeur admissible tirée des courbes de résistance à la fatigue données par le code ASME SECTION VIII, Division 2, Annexe 5. La valeur calculée doit être inférieure ou égale à la valeur admissible. Les courbes donnent l'amplitude admissible  $S_a$  en fonction du nombre de cycles pour lequel la structure doit résister.

L'amplitude de contrainte calculée avec ces courbes est valable seulement si la contrainte ne dépasse pas la limite élastique du matériau. De plus, les courbes ont été tracées en y incluant déjà une marge de sécurité. Ainsi, les valeurs calculées d'intensité de contrainte et d'amplitude sont directement comparables avec les valeurs tirées des courbes.

La méthode d'analyse de fatigue est basée sur le niveau de contrainte moyenne. C'est la méthode typiquement utilisée pour déterminer le dommage cumulé d'une structure porteuse de charges cycliques utilisant le critère de contrainte. Selon le code, *l'intensité de contrainte est égale au double de la contrainte maximale en cisaillement.*

#### 2.4.2.8.4.1 Conditions de charge

Les conditions de charge sont les mêmes que celles utilisées pour l'analyse statique (puissance maximale et emballement) plus la condition d'arrêt de la machine. Les valeurs de l'intensité de contrainte sont égales au double des valeurs maximales trouvées dans l'analyse statique.

Dans l'analyse statique de notre exemple, nous avons trouvé que la valeur maximale de la contrainte de cisaillement à la puissance maximale d'opération était de 76 Mpa (11 ksi) le long de la jonction aube-couronne, tandis que celle à l'emballement était de 48 Mpa (7 ksi) au même endroit. Voir tableau VI.

Tableau VI

Cisaillement maximal dans la pièce.

Chargement	Conditions d'opération	Explication	Cisaillement maximale (MPa)
1	Arrêt	Machine arrêtée	0
2	puissance maximale	Pire condition d'opération	76
3	Emballement	Pire condition exceptionnelle	48

Pour notre exemple, l'intensité de contrainte est égale à 152 MPa pour le chargement à puissance maximale et de 96 pour l'emballement

#### 2.4.2.8.4.2 Charges cycliques

Toute turbine est soumise à des charges cycliques. Et pour chacune de ces charges, il faut déterminer le nombre de cycles que la turbine doit supporter pendant sa vie utile. Nous assumons que les contraintes cycliques sont à amplitude constante parce qu'elles varient entre un niveau minimum constant et un niveau maximum également constant. De plus, lorsqu'il a des charges statiques et des charges cycliques appliquées simultanément, il faut tenir compte de l'effet combiné des deux types des charges.

Tableau VII

Contraintes utilisées pour chaque charge cyclique

Charge Cyclique	Intervalle de contrainte (MPa)	Amplitude de la contrainte (MPa)	Contrainte moyenne (MPa)	Cycles en 60 ans
1	96	48	48	10
2	152	76	76	65 700

Nous allons maintenant montrer une application de la méthode d'analyse de fatigue. Nous allons continuer l'exemple de la section précédente. Les charges cycliques et le nombre de cycles, pour ce cas en particulier, sont résumées au tableau VII et estimées comme suit :

1. Emballlement. La fréquence de cette condition est estimée à 1 fois par période de 6 ans. C'est-à-dire 10 cycles en 60 ans.
2. Démarrage / arrêt de la machine : 3 fois par jour \* 365 jours \* 60 ans = 65700 cycles.

#### **2.4.2.8.4.3 Contraintes cycliques admissibles**

##### **1) Charge cyclique emballement: 10 cycles**

Nous avons utilisé la courbe de fatigue (figure 18), appelée aussi courbe S-N, figure 5-110.1 du code ASME Section VIII, Division 2, Appendice 5, pour trouver la valeur maximale admissible pour la coulée CA-6NM avec une résistance ultime de 760 MPA (110 ksi). Il faut alors utiliser la courbe pour des aciers de la série 4XX avec une résistance à la rupture supérieure à 550 Mpa (80 ksi). L'amplitude admissible pour 10 cycles est de 2896 Mpa (420 ksi). Le facteur de sécurité pour cette charge est de  $2896/49 = 59$ .

##### **2) Charge cyclique causée par le démarrage / arrêt de la machine.**

Nous avons utilisé utilise la même courbe (figure 18). Pour 65 700 cycles nous obtenons une amplitude de 276 Mpa (40 ksi).

Le tableau VIII est une synthèse de notre analyse de contrainte. On peut y constater que l'amplitude de contrainte admissible pour les deux cas de chargement cyclique est beaucoup plus élevé que les charges réelles. Cela produit des facteurs de sécurité très grands qui garantissent l'absence de problèmes de fatigue sur la couronne.

Les résultats de l'analyse statique et de l'analyse de fatigue montrent clairement que, en théorie, la couronne peut opérer en toute sécurité sous les charges étudiées pendant toute sa durée de vie, soit 60 ans.

## APPENDIX 5 — MANDATORY

Fig. 5-110.1

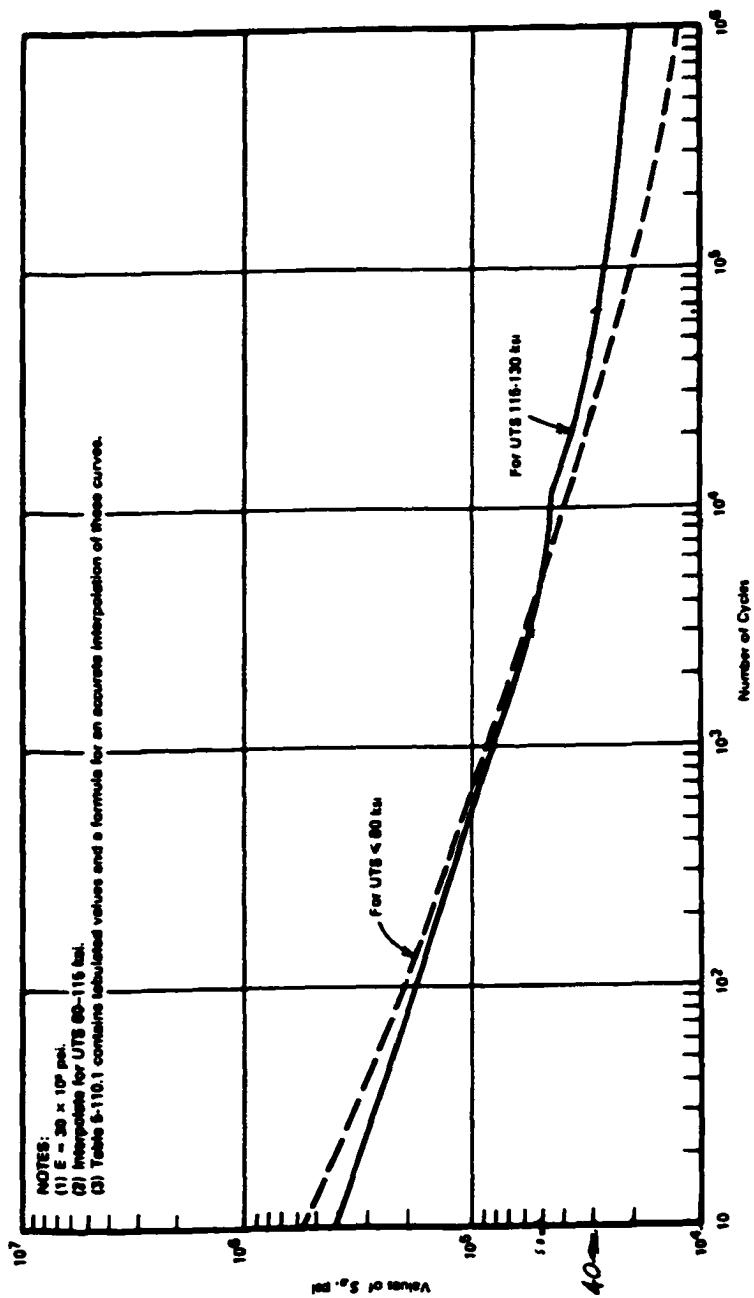


FIG. 5-110.1 DESIGN FATIGUE CURVES FOR CARBON, LOW ALLOY, SERIES 4XX, HIGH ALLOY STEELS AND HIGH TENSILE STEELS FOR TEMPERATURES NOT EXCEEDING 700°F

Figure 18. Courbes de fatigue utilisée pour les roues Francis

Tableau VIII

## Analyse de fatigue

Chargement	Contrainte Moyenne $S_m$ (MPa)	Étendu de la contrainte (MPa)	Amplitude de contrainte $S_a$ (MPa)	Amplitude de contrainte admissible (ksi)	Facteur de Sécurité
Emballement	48	96	48	2678	59
Démarrage / arrêt	76	152	76	276	3.6

Dans ce chapitre, nous avons traité la méthodologie de conception d'une couronne en utilisant les coulées d'acier inoxydable. Nous avons vu que la méthode est très intéressante parce qu'il est possible de faire des profils très compliqués et avec peu de limitation de grandeur. Cependant, le cycle de d'approvisionnement des coulées est trop long pour le marché de réfection des roues.

Dans le but de réduire ce cycle approvisionnement, nous avons proposé une méthode alternative de conception/fabrication plus rapide. Cette méthode consiste principalement à fabriquer la couronne en assemblant des sections coniques, cylindriques et annulaires soudées ensemble. Il est à noter que le profil hydraulique de la couronne doit être simplifié en tenant compte, dans la mesure du possible, de la facilité de fabrication. Cette méthode sera présentée dans la section suivante.



## **CHAPITRE 3**

### **CONCEPTION D'UNE COURONNE MÉCANO-SOUDÉE**

L'objectif principal de ce projet est de mettre au point une méthode de conception de la couronne d'une roue Francis en utilisant des plaques d'acier facilement disponibles chez les fournisseurs. Cette méthode doit nous permettre de réduire le cycle manufacturier. Dans ce chapitre, nous présenterons le résultat de notre recherche qui est une méthodologie de conception d'une couronne mécano-soudée. Tout d'abord, nous présenterons les topologies typiques qui se prêtent mieux à la conception par cette méthode. Ensuite, nous présenterons la conception étape par étape.

#### **3.1 Étude topologique des couronnes**

Pour débiter notre projet, nous avons recueilli le plus d'information possible sur la méthodologie de conception utilisée par le passé. La principale source d'information a été les dessins des roues conçues auparavant. Ensuite, nous avons choisi quelques couronnes typiques que nous pourrions rencontrer dans des futurs projets de réfection. En particulier, nous avons sélectionné 10 couronnes et nous avons décomposé leurs géométries complexes en éléments simples (cylindres, cônes, anneaux circulaires, etc.). Notre but était de dégager leurs similitudes et de pouvoir ainsi les classer en familles afin de pouvoir faire ressortir les méthodes possibles de conception.

Après avoir étudié plusieurs topologies, nous avons groupé les roues en 3 familles plus ou moins différenciées (Figure 19) :

- La première famille est composée de roues dont leur topologie peut être décomposée en une bride sous forme de rondelle, une jonction

horizontale qui est la prolongation de la bride et un plafond plus ou moins toroïdal. De plus, il peut y exister un ou deux anneaux circulaires (voir Figure 19, première famille).

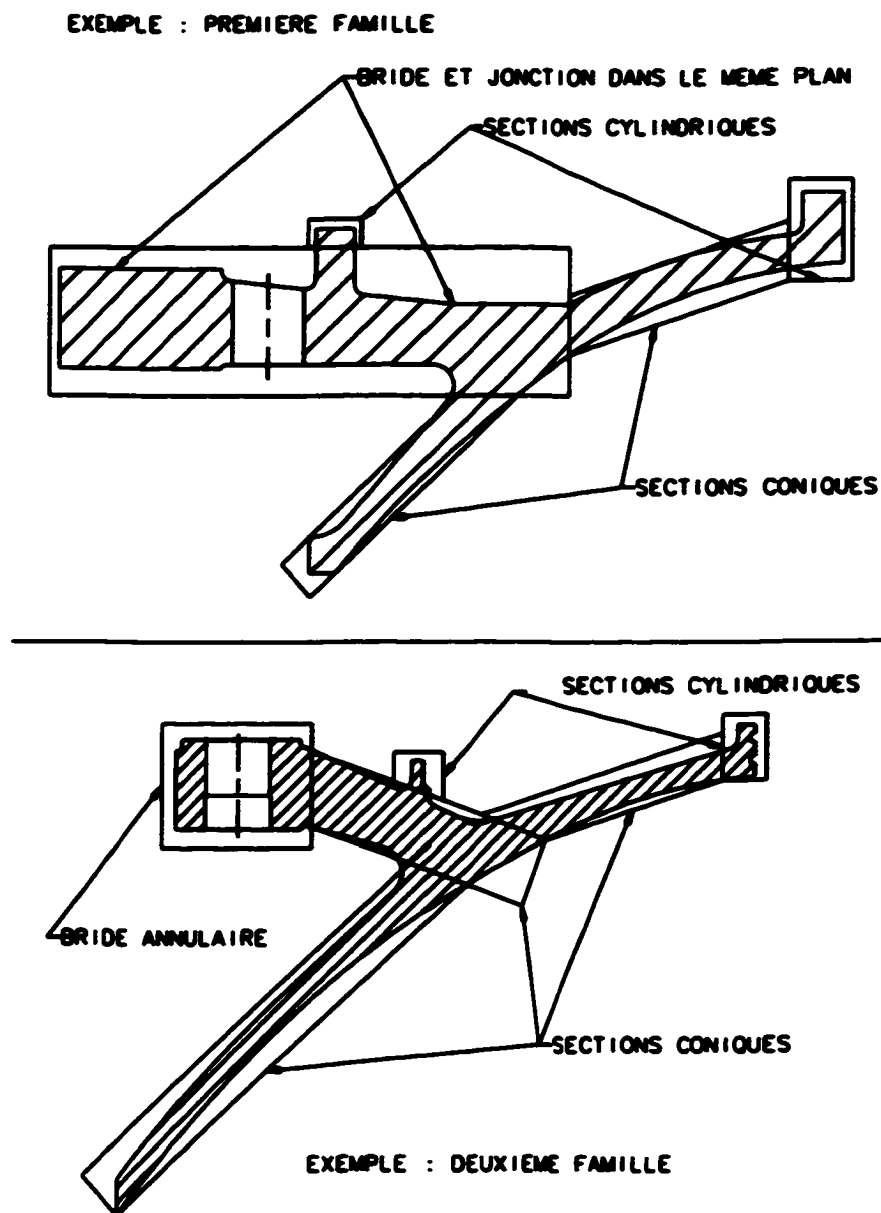


Figure 19. Familles de couronnes selon leur topologie.

- La deuxième famille est composée de roues dont la topologie peut être décomposée en une bride, une surface d'attache ou jonction conique et un plafond toroïdal. Il peut également exister des anneaux circulaires (voir Figure 19, deuxième famille).
- La troisième famille est composée de cas spéciaux où la forme est très particulière puisque chaque roue est différente. En général, il s'agit de roues avec de très vieux designs qui en majorité ont déjà été remplacées. Conséquemment, ces roues ne sont pas intéressantes pour notre étude.

Les roues, potentiellement remplaçables, ont des topologies de couronne semblables à celle de la première ou deuxième famille. Elles représentent presque la totalité du marché de réfection. Leur conception remonte aux années 50 et plus. Les méthodes alternatives développées, présentées dans la section suivante, s'appliquent à ces topologies.

## **3.2 Méthodes alternatives de conception**

À l'étape suivante de notre projet, nous avons étudié les façons possibles de fabriquer les couronnes en utilisant des plaques d'acier. L'objectif en tête était toujours de réduire le cycle manufacturier ainsi que les coûts de fabrication. Dans les sections suivantes, nous présenterons les options étudiées premièrement en reproduisant le profil hydraulique complexe et ensuite en simplifiant le profil pour tenir compte de la méthode de fabrication.

### **3.2.1 Sans modification du profil hydraulique**

Le but de cette approche est de fabriquer le profil hydraulique tel que conçu, c.-à-d. en tenant compte seulement du rendement hydraulique sans se soucier de

la complexité de la forme. Pour pouvoir construire un tel profil par méthode mécano-soudée, nous avons envisagé deux approches :

- 1) La première approche consiste à décomposer la forme complexe en petits morceaux facilement réalisables à l'aide de moules et, par la suite, à bâtir la pièce complexe en soudant ensemble tous les morceaux. Les moules sont construits en utilisant des blocs d'acier ordinaire. Ils sont usinés de manière à leur donner la forme du profil de la pièce à fabriquer (Figure 20). Chaque moule a une partie mâle et une partie femelle à l'intérieur desquelles circule l'eau froide. La plaque utilisée pour fabriquer la pièce est d'abord chauffée jusqu'à 1000 °C, ensuite placée dans le moule puis pressée sous l'action d'une presse de 1000 à 2000 tonnes de capacité. Enfin, on laisse la nouvelle pièce refroidir dans le moule.

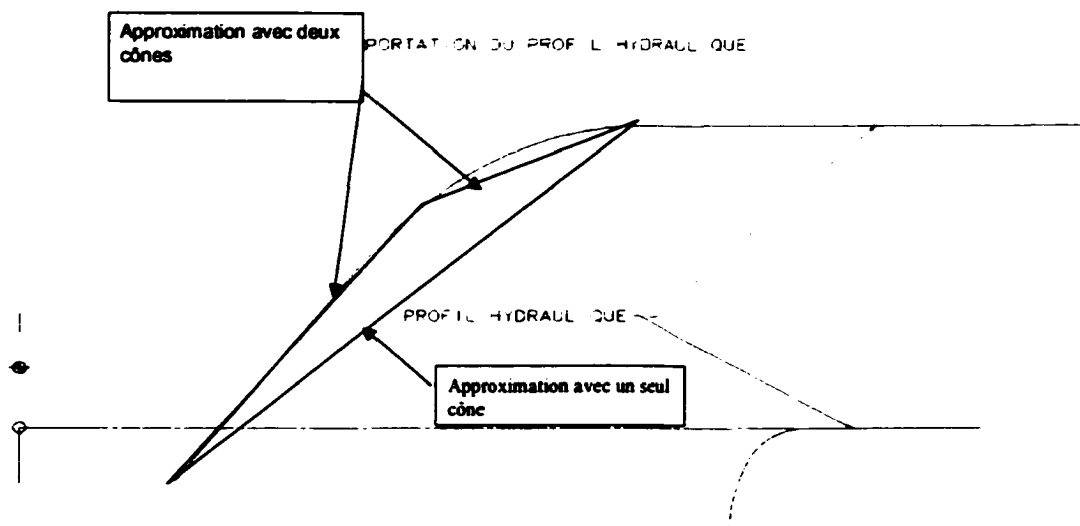


**Figure 20. Plaque pressée à chaude**

Cette méthode est désavantageuse du point de vue du cycle d'approvisionnement des moules et du coût des pièces fabriquées. Typiquement, le cycle de fabrication d'un moule est de 4 semaines et le coût peut aller jusqu'à 100 000 \$CAN selon la dimension. De plus, le coût du

temps de presse est d'environ 20 000 \$CAN par jour. Aussi, il faut tenir compte du coût élevé de soudage de tous les morceaux de la couronne. Par contre, les surfaces hydrauliques une fois assemblées ont besoin de très peu d'usinage. Cette méthode s'est avérée peu pratique pour la fabrication de la couronne, parce qu'elle est trop dispendieuse et que le cycle est aussi long que celui de la méthode actuelle des couronnes coulées.

- 2) La deuxième approche consiste à approcher le profil hydraulique par des sections annulaires et coniques (Figure 21) formées à partir de plaque en acier. Cette technique a l'avantage de raccourcir le temps d'approvisionnement puisque le procédé est relativement simple. Toutefois, si l'approximation des formes des couronnes est très grossière, il y aura une augmentation du rebut de matériau et une augmentation de la quantité d'usinage. Si, au contraire, l'approximation est très fine, il y aura un grand nombre de morceaux à assembler, ce qui augmenterait le soudage.



**Figure 21. Profil approché par un cône et deux cônes**

À la Figure 21 on démontre l'influence du nombre de segments. Par exemple, sur ce graphique, on voit que si le profil est approché par deux sections coniques, alors la quantité de matériau à extraire moindre que si ce même profil est approché par un seul cône. Par contre, dans ce cas, la quantité de soudage augmente parce qu'il faut souder ensemble les deux cônes. Le choix de cette méthode est un compromis entre le coût et le cycle manufacturier.

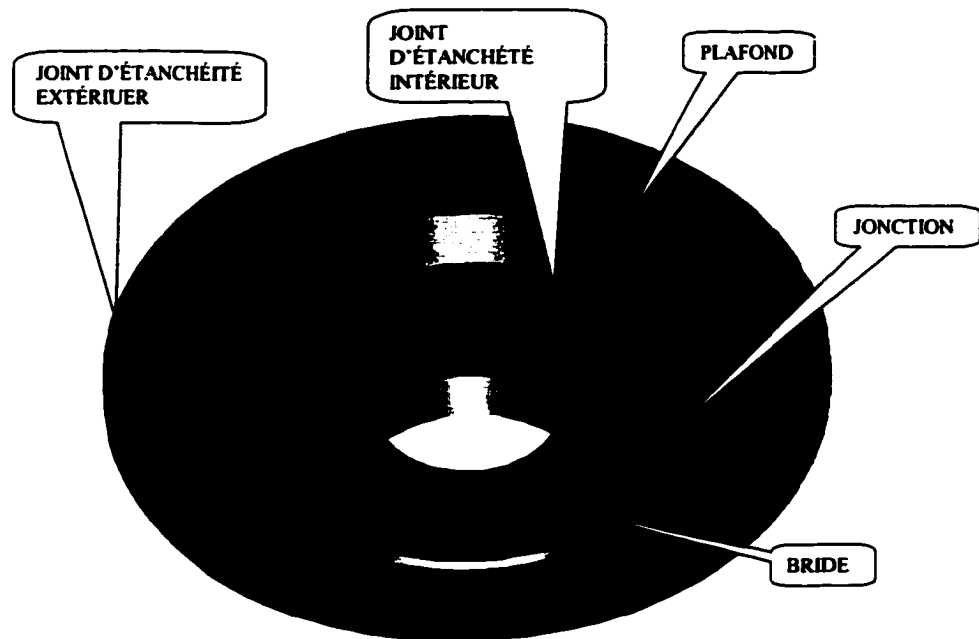
### **3.2.2 Profil hydraulique simplifié**

Ici nous changeons d'approche. Au lieu de choisir la méthode de fabrication en fonction de la complexité du profil hydraulique, nous simplifions le profil afin de tenir compte de la méthode de fabrication, c.-à-d. que nous concevons un profil hydraulique le plus simple possible du point de vue de fabrication en sacrifiant un peu le rendement de la roue. Nous voulons utiliser une section annulaire pour la bride et un ou deux cônes droits pour le plafond. Évidemment, la simplification du profil hydraulique n'est pas toujours possible. Un rendement de plus de 90 % est difficilement, voire impossible, à obtenir avec un profil conique. Cette approche est bonne pour les situations où le client veut avoir une certaine puissance sans trop s'inquiéter du rendement. Nous avons retenu cette dernière approche parce qu'elle raccourcit le cycle et se prête très bien à l'approche mécano-soudée. Dans les sections qui suivent, nous allons expliquer en détail la méthode de conception d'une couronne mécano-soudée et au chapitre 4, nous présenterons un exemple complet de cette approche.

## **3.3 Conception d'une couronne mécano-soudée**

Les techniques modernes de fabrication mécano-soudée permettent aujourd'hui la construction de pièces de haute qualité, de façon très rapide et à des coûts compétitifs. La conception n'est pas restreinte à des formes planes; des rouleuses et des plieuses de grande capacité peuvent aussi former des pièces

en plaque épaisse. On peut pratiquement fabriquer n'importe quelle forme en la décomposant en sections plus simples à fabriquer. Évidemment, si la pièce est trop compliquée ou trop petite, rendant impossible le formage ou le soudage, il faut alors, dans ce cas là, utiliser des coulées ou un autre procédé approprié.



**Figure 22. Couronne décomposée en éléments simples**

Dans le cas d'une couronne, on peut décomposer sa forme complexe en éléments plus simples tels qu'un ou plusieurs cônes, plusieurs cylindres et des anneaux faciles à fabriquer (Figure 22). Ces éléments sont formés en roulant des plaques épaisses. Par la suite, ces sections sont soudées ensemble pour former la couronne qui plus tard sera usinée aux dimensions finales. La méthodologie de design développée lors de la réalisation de ce projet est présentée dans les sections suivantes.

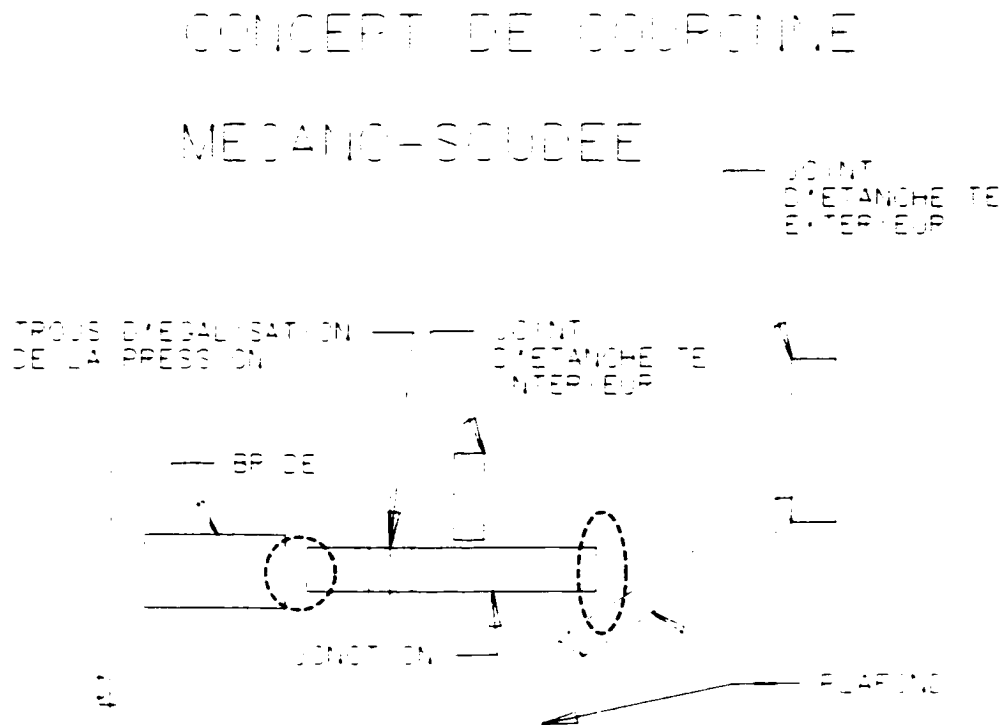
### **3.4 Le concept de couronne avec profil hydraulique conique**

De façon analogue à celle que nous avons utilisé pour présenter la méthodologie de design dans les cas des coulées au chapitre précédent, nous avons divisé ici notre couronne en différentes parties pour faciliter son étude (Figure 23). Ces parties sont :

- La bride;
- Le joint d'étanchéité intérieur;
- Le joint d'étanchéité extérieur;
- La jonction bride-plafond;
- Le plafond;
- Les trous d'équilibrage.

La bride et la jonction peuvent être agencées de sorte à former une seule pièce en forme de rondelle de l'épaisseur de la bride. Cet agencement a l'avantage de porter très bien les charges avec un niveau très bas de contrainte. Le désavantage se situe au niveau de la soudure entre la jonction annulaire et le plafond conique : Il y a une grande différence d'épaisseur entre ces deux plaques ce qui augmente les possibilités de fissuration à chaud. Cependant, on sait que les contraintes à cet endroit ne sont pas trop élevées et on peut, alors, diminuer l'épaisseur de la plaque dans la zone adjacente à la soudure entre la jonction et le plafond (Voir zone pointillée elliptique à la Figure 23).





**Figure 23. Concept de la couronne mécano-soudée**

Dans le cas où la bride et la jonction auraient des épaisseurs différentes, il y aura une concentration de contrainte à l'interface bride-jonction rendant la structure plus sensible à la fatigue due à des variations de la poussée axiale. Le design est donc moins robuste. Par contre, la soudure à l'interface jonction-cône est plus facilement réalisable.

### **3.5 Choix des matériaux**

La méthode développée dans le cadre de ce projet est orientée vers la conception de couronnes de roue Francis à petites et moyennes chutes demandant des matériaux à basse résistance mécanique. Lors de la sélection

**des matériaux à utiliser avec la méthode mécano-soudée, nous avons tenu compte des caractéristiques suivantes :**

- 1. Disponibilité.** Cette caractéristique est vitale puisque l'objectif principal du projet est de réduire le cycle d'approvisionnement.
- 2. Formabilité.** Il est indispensable de pouvoir former facilement les pièces. Les aciers alliés, à haute résistance, sont trop durs et difficiles à former. L'effet de ressort (spring back) est très difficile à contrôler. La pièce doit être formée en plusieurs passes; ce qui fait monter les coûts et le temps de fabrication.
- 3. Soudabilité.** Cette propriété est très importante si l'on veut éliminer le traitement thermique avant et après soudage.
- 4. Résistance à la cavitation.** Toutes les turbines ont un certain degré de cavitation et demandent l'utilisation de matériaux possédant une bonne résistance à la cavitation de sorte à augmenter la disponibilité de la machine en diminuant l'usure.
- 5. Propriétés mécaniques.** La couronne doit être capable de supporter les charges de façon sécuritaire et sa déformation doit être inférieure ou égale à la limite permise pour assurer le fonctionnement normal de la machine pour toute condition d'opération.
- 6. Usinabilité.** Le matériau à utiliser doit se laisser machiner facilement sans avoir recours à des procédés coûteux.
- 7. Coût compétitif.**

Le tableau IX montre les critères de sélection des matériaux. Nous avons estimé un poids pour chaque caractéristique en nous basant sur l'expérience. Les poids représentent l'avis des experts. La pondération est faite selon une échelle de 1 à 5. Une note de 5 signifie que la caractéristique est excellente; une note de 1 signifie que la caractéristique est mauvaise.

**Tableau IX**

**Grille de sélection du matériau**

<b>Facteur</b>	<b>UNS S415</b>	<b>UNS 304</b>	<b>UNS 304L</b>	<b>A36</b>
<b>Disponibilité</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>4</b>	<b>5</b>
<b>Formabilité</b>	<b>1</b>	<b>4</b>	<b>5</b>	<b>5</b>
<b>Soudabilité</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>	<b>5</b>
<b>Résistance à la cavitation</b>	<b>5</b>	<b>4</b>	<b>4</b>	<b>2</b>
<b>Propriétés mécaniques</b>	<b>5</b>	<b>4</b>	<b>4</b>	<b>2</b>
<b>Usinabilité</b>	<b>3</b>	<b>5</b>	<b>5</b>	<b>5</b>
<b>Coût</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>4</b>	<b>5</b>
<b>Total</b>	<b>23</b>	<b>29</b>	<b>31</b>	<b>29</b>

Le matériau recommandé pour fabriquer les couronnes est un acier inoxydable du type ASTM A240 UNS S304L; mais bien entendu, le choix final est fait par le client. Le 304L est un acier austénitique à haute teneur en chrome offrant une excellente résistance à la corrosion. Sa teneur basse en carbone lui donne une très bonne soudabilité ne nécessitant pas de chauffage ni avant ni après

l'opération de soudage. La précipitation de carbure de chrome est presque inexistante. De plus, il a une bonne résistance à la cavitation. Le 304L ne durcit pas avec les traitements thermiques. Par contre, sa dureté peut augmenter substantiellement avec le travail à froid. Son usinabilité et sa formabilité sont excellentes.

Il est à noter qu'il est relativement facile de trouver des plaques en acier inoxydable du type 304L jusqu'à une épaisseur de 6 pouces. Les plaques plus épaisses que 6 pouces sont disponibles seulement sur commande, donc leur cycle d'approvisionnement est plus long.

### **3.6 Propriétés des aciers recommandés**

Nous présentons au tableau X les propriétés mécaniques des aciers utilisés lors de notre étude sur les aciers à utiliser dans la fabrication de la couronne mécano-soudée. Nous avons inclus l'acier ASTM A240 UNS415 parce que sa résistance mécanique est très élevée et peut être utilisée lorsque les charges sont trop élevées pour utiliser les autres matériaux. Cependant cet acier a le désavantage qu'il est difficile à former à cause justement de sa haute résistance.

Jusqu'ici, nous avons développé le concept de couronne mécano-soudée et nous avons sélectionné les matériaux à utiliser lors de sa réalisation. Il nous reste à explorer le processus de conception mécanique qui est le sujet de notre recherche. Ce processus consiste fondamentalement à choisir une forme ou géométrie bâtie autour du profil hydraulique conçu préalablement par un ingénieur hydraulicien.

Tableau X

## Matériaux utilisés dans la fabrication des couronnes

**MATÉRIAU : ASTM A240 UNS415****Propriétés mécaniques :**Résistance ultime  $T_s = 795 \text{ MPa ( 115 ksi)}$ Résistance élastique  $Y_P = 620 \text{ MPa (90 ksi)}$ Elongation  $EL = 15 \%$ 

Hardness, max = 302 Brinell (32 RC)

**MATÉRIAU : ASTM A240 UNS304****Propriétés mécaniques :**Résistance ultime  $T_s = 515 \text{ MPa ( 75 ksi)}$ Résistance élastique  $Y_P = 205 \text{ MPa (30 ksi)}$ Elongation  $EL = 40 \%$ 

Hardness, max = 201 Brinell ( 92 RB)

**MATÉRIAU : ASTM A240 UNS30403****Propriétés mécaniques :**Résistance ultime  $T_s = 485 \text{ MPa ( 70 ksi)}$ Résistance élastique  $Y_P = 170 \text{ MPa (25 ksi)}$ Elongation  $EL = 40 \%$ 

Hardness, max. = 201 Brinell (92 RB)

**MATÉRIAU : ASTM A36****Propriétés mécaniques :**Résistance ultime  $T_s = 400 \text{ MPa ( 58 ksi)}$ Résistance élastique  $Y_P = 250 \text{ MPa (36 ksi)}$ Élongation  $EL = 20 \%$ **3.7 Conception hydraulique**

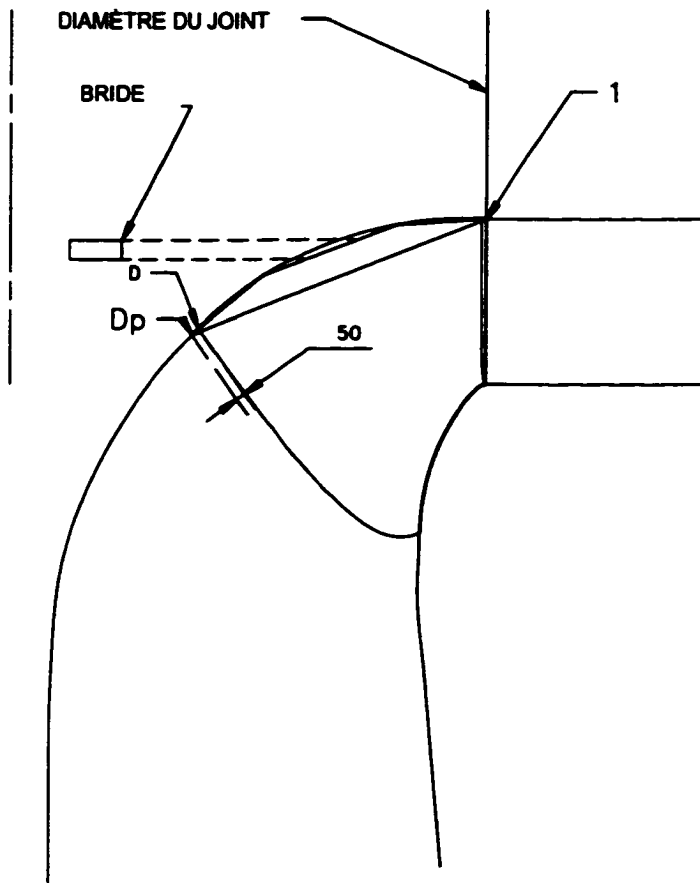
Nous avons mentionné dans le chapitre 2 que le design du profil hydraulique est un processus d'optimisation qui dépend d'un grand nombre de variables et qu'il

est difficile de prévoir un résultat en termes de forme du profil hydraulique. Le processus consiste à prendre un point de départ pour la conception du passage de l'eau. Ce point initial est un profil utilisé dans le passé et dont ses principaux paramètres hydrauliques (chute, débit, puissance) sont semblables à ceux du nouveau projet. Par la suite, on modifie ce profil jusqu'à ce que la solution soit satisfaisante pour le concepteur, c.-à-d. jusqu'à ce qu'il trouve la puissance demandée et qu'il estime, selon son expérience, le rendement du prototype. Il est bon de mentionner ici que le rendement peut être évalué avec précision seulement lorsque nous faisons des essais modèles. Ce processus est compliqué et demande beaucoup d'expérience de la part du concepteur. Par conséquent, le concepteur hydraulique doit avoir le plus de liberté possible pour construire son meilleur design. Cependant, afin de pouvoir créer une certaine agilité dans le processus de conception d'un profil conique, nous proposons de suivre la procédure décrite ci-après.

1. Créer le profil hydraulique 'optimal'.
2. Trouver le point d'union entre la sortie de l'aube du côté extrados et la couronne (point D dans figure ci-dessous). À deux pouces du point D, trouver le point Dp.
3. Trouver le point où se croisent le joint d'étanchéité extérieur de la couronne et le haut du distributeur (point 1).
4. En utilisant les points 1 et Dp comme points extrêmes, faire une approximation du profil par des sections coniques. En premier lieu, approcher le profil par une seule section conique. Cette solution est la meilleure du point de vue coût et cycle. Si la solution n'est pas satisfaisante du point de vue

hydraulique, passer à l'approximation avec deux sections coniques et ainsi de suite. De préférence, le nombre de section doit être inférieur à trois.

5. S'assurer que les points de jonction entre deux sections coniques ne se trouvent pas au niveau de la bride. Pour ce faire, ajouter la projection de la position de la bride sur le plafond. Aucune jonction ne doit se trouver à l'intérieur de cette projection.



**Figure 24. Profil de la couronne approchée par des sections coniques**

### **3.8 Conception mécanique**

La procédure de conception mécanique par la méthode mécano-soudée ressemble à celle décrite au chapitre 2 pour les coulées. Cependant, dans le cas d'une coulée, les critères de design sont basés sur le procédé de fabrication. Par contre, dans le cas d'une fabrication, ces critères sont basés sur la résistance et la rigidité mécanique (déformation radiale).

À titre d'exemple, nous montrons à la Figure 25 et 27 le résultats d'une analyse de contrainte pour une couronne chargée avec des charges d'inertie, soit la gravité ( $g$ ) et la vitesse de rotation ( $\omega$ ). Cette situation arrive lorsque la roue est en condition d'emballement. Dans cette condition, il n'y a pas de génération de puissance. Les épaisseurs des plaques utilisées dans ce modèle sont : bride 5 pouces, jonction 2.5 pouces, section conique 2 pouces, joints d'étanchéité 2 pouces.

Le niveau maximum de contrainte est de seulement 1907 livres (Figure 25), mais la déformation dans la direction radiale est d'environ 0.004 pouce (Figure 26). La valeur de cette déformation est inacceptable parce qu'elle dépasse la valeur limite fixée à 10% du jeu radial minimum. Dans le cas présent, le jeu minimum est de 0.030 pouces, ce qui donne une limite de déformation axiale de 0.003 pouces. Il faut alors augmenter soit l'épaisseur de la section conique, soit l'épaisseur de la jonction, soit les deux épaisseurs. Il faut procéder par des itérations successives jusqu'à l'atteinte d'une solution satisfaisante.



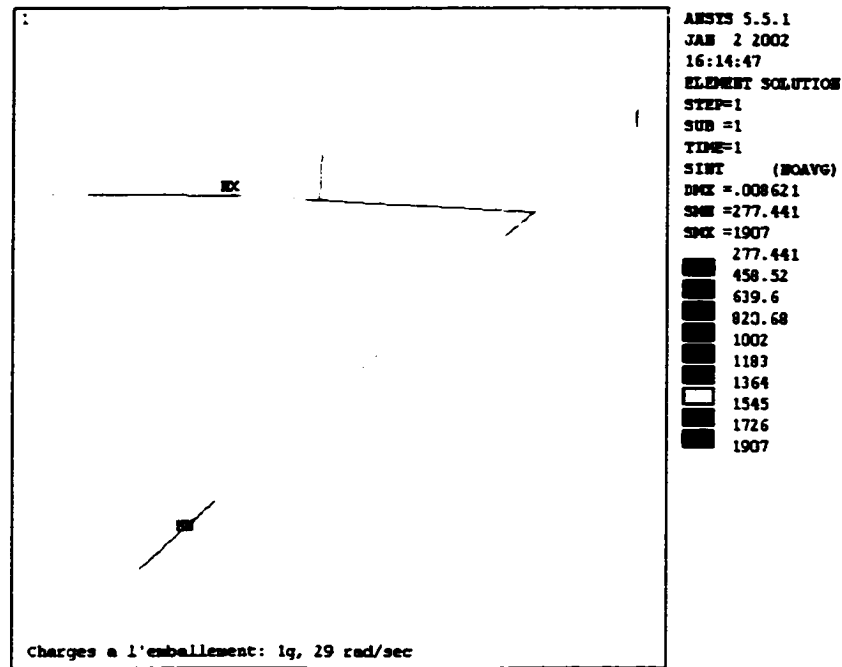


Figure 25. Contraintes causées par les forces d'inertie  $g$  et  $\omega$

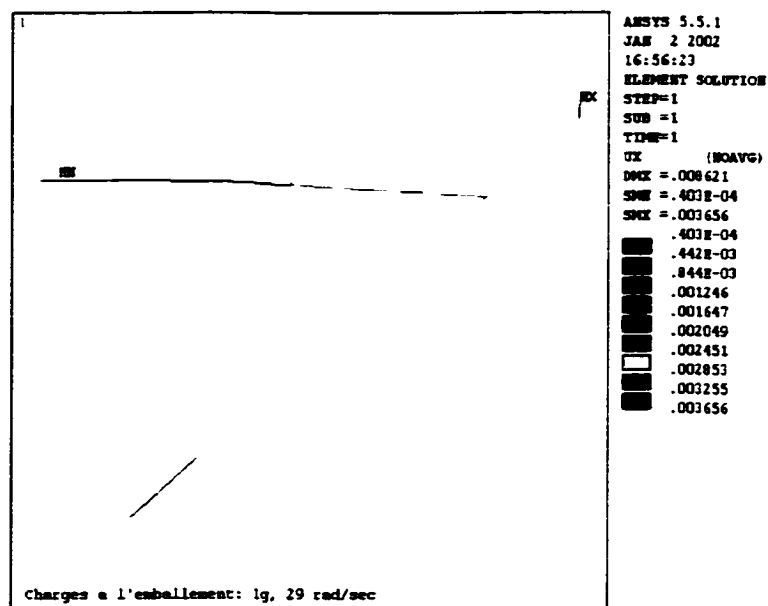


Figure 26. Déformation causée par les forces d'inertie  $g$  et  $\omega$

La méthodologie de conception présentée dans les sections suivantes établit les critères de conception d'une couronne de roue Francis mécano-soudée dont son plafond est formé d'une ou de plusieurs sections coniques.

### **3.8.1 Conception du plafond**

La conception de la couronne commence par le plafond. Celui-ci est conçu en une, deux ou trois sections coniques. Parfois, il peut aussi y avoir une rondelle (Figure 27). La conception avec une seule section conique est la plus économique et la plus facile à fabriquer. Cependant, cette conception a le désavantage d'abaisser le rendement hydraulique.

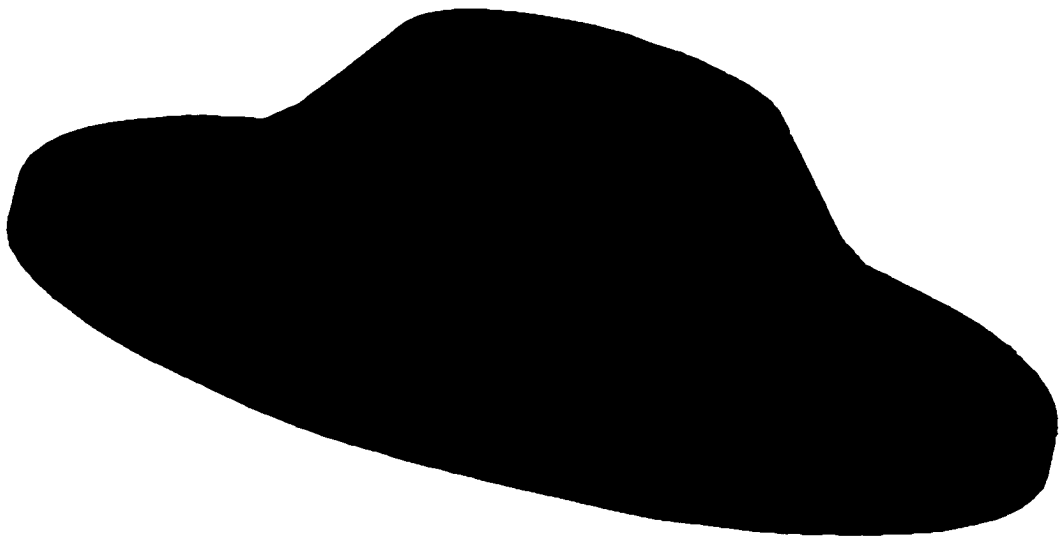


Figure 27. Plafond en trois sections vu du dessous

Parfois, le rendement obtenu par un tel profil est tellement inacceptable qu'il faut alors envisager une autre solution. Si le rendement doit être plus élevé, on peut augmenter le nombre de sections coniques à deux ou trois et ainsi de suite. En

principe, presque n'importe quel profil peut être fabriqué en appliquant ce concept. Toutefois, il faut se rappeler que plus il y a des sections coniques, plus la fabrication est dispendieuse.

La première étape de la conception consiste à placer le profil hydraulique dans l'environnement de travail du logiciel de dessin DAO et ensuite à choisir l'épaisseur de la section conique. Étant donné qu'il s'agissait ici d'un projet de développement, il n'y avait pas de projets de référence. Nous ne pouvions donc pas utiliser la méthode de comparaison pour établir les épaisseurs du plafond. Il n'y avait pas non plus de méthode analytique précise pour faire les calculs de résistance de matériaux. Nous avons donc fait des analyses de contrainte par éléments finis dans le but de trouver des règles d'or permettant de déterminer l'épaisseur minimale du plafond. Plus précisément, nous avons cherché une relation entre le niveau de contrainte et l'épaisseur maximale des aubes.

Pour faire les analyses de contrainte, nous avons utilisé le modelleur ANSYS version 5.1. Le modèle créé est un modèle axisymétrique 2D (figure 3.10) où la couronne est composée d'une bride (éléments 1-4), d'une jonction (éléments 5-9 et 26-36), d'une section conique (éléments 13-25), d'un joint d'étanchéité extérieur (éléments 26-28) et d'un joint d'étanchéité intérieur (éléments 10-12). Le programme du modèle ainsi qu'un tableau de résultats montrant quelques itérations sont présentés en annexe A. Le type d'élément fini utilisé est l'élément SHELL 51 qui est un élément spécial utilisé exclusivement pour les modèles 2D axisymétriques. En annexe C, nous présentons un exemple d'analyse 2D axisymétrique où nous trouvons la solution par trois méthodes différentes pour prouver la bonne précision des modèles axisymétriques 2D.

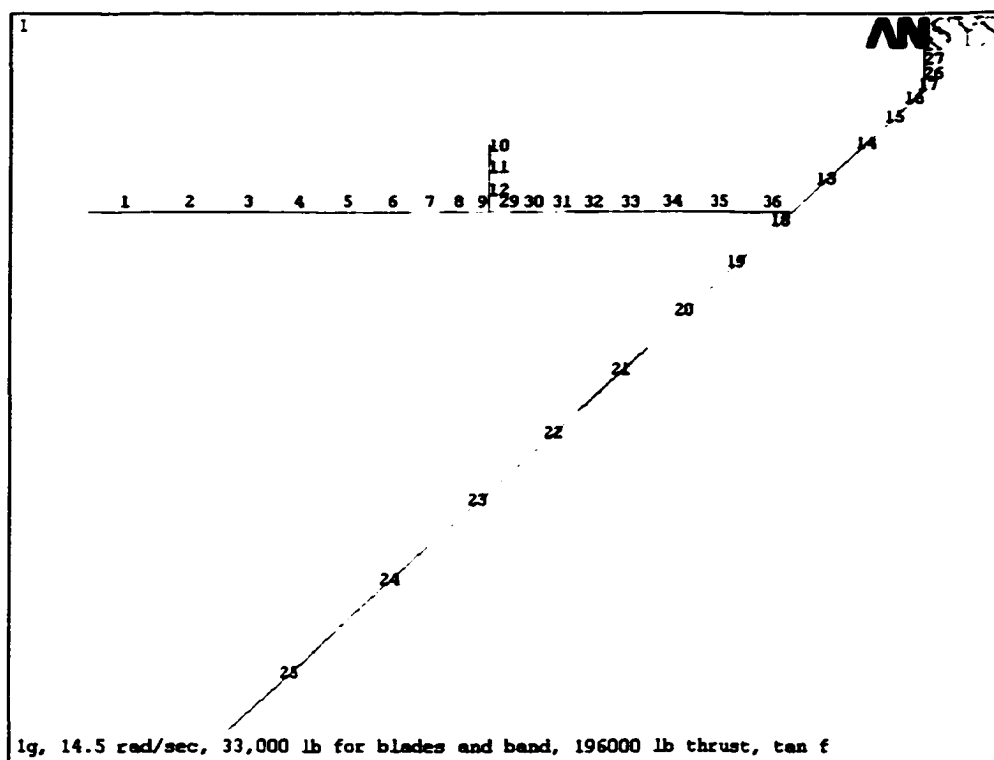


Figure 28. Éléments du modèle 2D d'une couronne mécano-soudée

Aux figures 31 et 32, nous montrons un exemple où la bride a une épaisseur de 5.5 pouces, la jonction 5.5 pouces, le cône 2 pouces et le joints 2 pouces. Les charges employées ont été estimées à partir des conditions hydrauliques d'un projet réel. Ces charges sont présentées à la Figure 29. Elles sont :

- les charges d'inertie : Gravité ( $g = 386 \text{ po/s}^2$  et vitesse de rotation (14.5 rad/s);
- la pousse axiale hydraulique (196 000 lb) plus le poids des aubes et de la ceinture (33 000 lb) appliquée au milieu du cône;
- force tangentielle équivalente au couple moteur généré par les aubes (588 700 lb) appliquée au centre de la distribution de pression sur le cône;
- une pression sur dessus de la jonction égale à  $14.7 \text{ lb/po}^2$ .

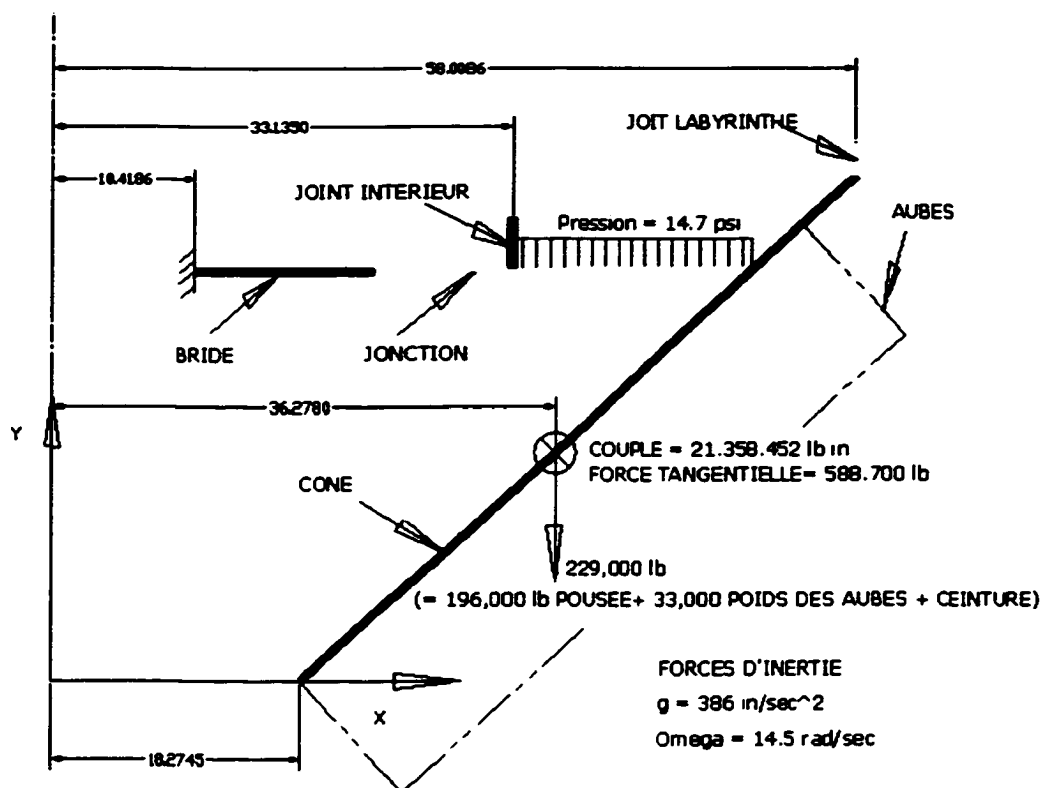


Figure 29. Chargement du modèle axisymétrique

Les valeurs maximales admissibles pour les contraintes sont les mêmes exigées par le code ASTM pour les réservoirs sous pression section VIII div I, soit la plus petite valeur de  $1/4 \sigma_u$  ou  $2/3 \sigma_y$ . Dans le cas du UNS304L, la limite admissible de 16 700 lb. Pour ce qui est de la déformation radiale maximale admissible, nous avons utilisé la valeur de 0.003 pouce représentant 10% du jeu radial entre la couronne et le couvercle. Il est à remarquer que les limites établies ci-dessous sont utilisées pour le chargement statique. Si nous voulons faire des analyses de fatigue, il faut suivre exactement la méthode expliquée au chapitre pour les coulées.

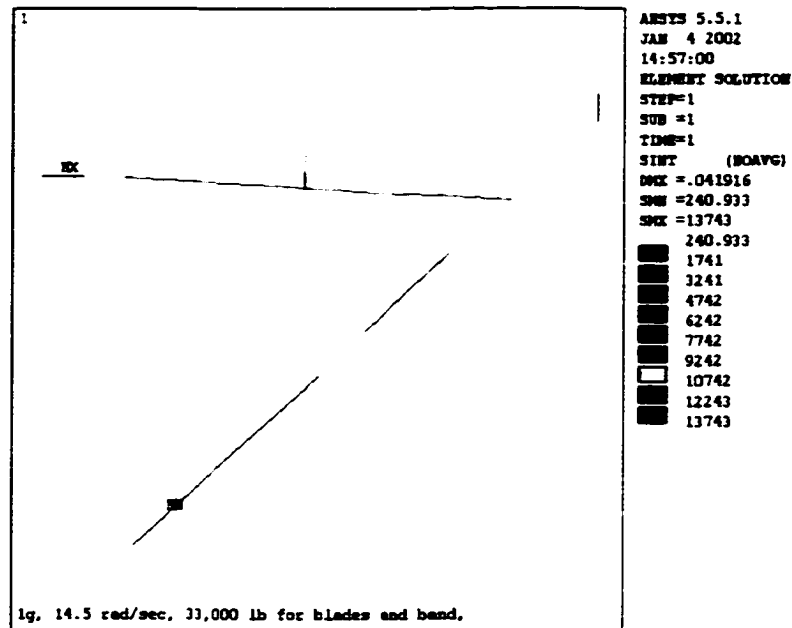


Figure 30. Intensité de contrainte max. localisée sur la bride

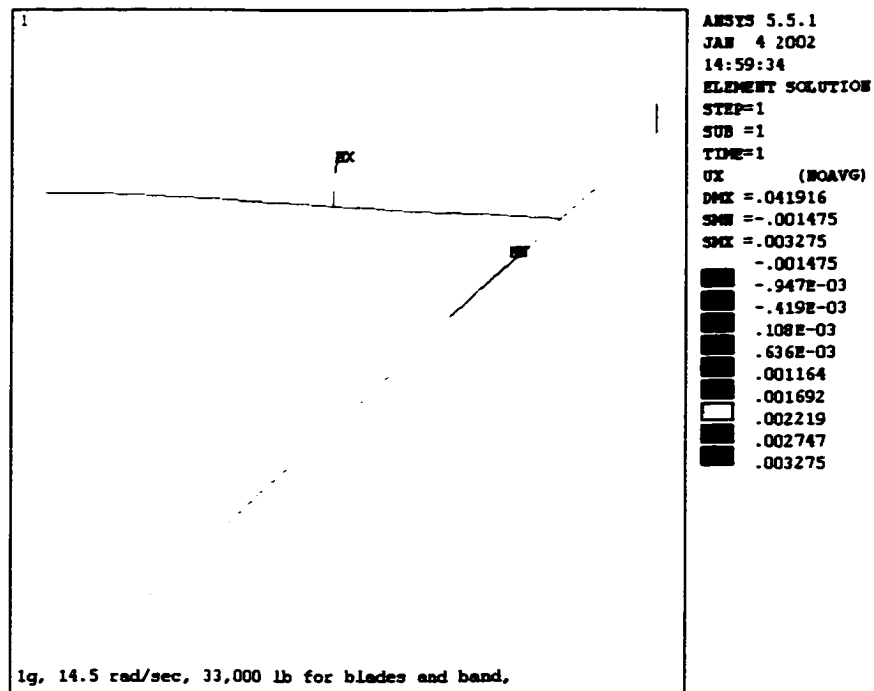


Figure 31. Déformation maximale aux joints

La contrainte maximale est localisée sur les fibres extérieures situées au-dessus de la bride (élément 1). Sa valeur (13 743 lb) est acceptable parce qu'elle est inférieure à la limite admissible exigée par le code (16 700 lb) et la déformation aux joints est à la limite admissible ( $0.0032 > 0.003$ ). Dans ce cas, il ne faut pas diminuer l'épaisseur de la plaque de la bride puisque la déformation au joint serait en dehors de la limite admissible. Généralement, l'épaisseur de la bride est fixée par l'ancienne conception de la roue.

À l'aide des analyses de contrainte et de déformation similaires à celles de notre exemple, nous avons pu établir les relations suivantes :

- Épaisseur minimale finale de la section conique = 100 % \* épaisseur maximale de l'aube.
- Épaisseur de la jonction égale à l'épaisseur de la bride

Ces règles donnent un bon point de départ pour la conception préliminaire. Les épaisseurs déterminées avec ces règles sont des épaisseurs minimales finales après usinage. L'intégrité structurale de la pièce devra être validée plus tard par l'analyse des contraintes par éléments finis en 3D exactement de la même façon telle que montrée au chapitre 2 pour les coulées.

### 3.8.2 Conception du joint extérieur d'étanchéité

Nous avons vu au chapitre précédent que le but du joint d'étanchéité était de minimiser la perte totale de puissance causée d'une part, par la quantité d'eau fuyant à travers les joints et d'autre part, par la friction de l'eau se trouvant entre la partie rotative et la partie stationnaire du joint. À la Figure 32, nous montrons un exemple où nous voyons clairement que la perte de puissance due à la friction augmente linéairement avec la longueur du joint : plus le joint est long, plus les pertes par friction sont grandes. Ces pertes de friction sont très peu

sensibles à la variation du jeu radial. Sur le graphique, on peut voir que pour un jeu de 2 mm ou un jeu de 4 mm, la perte due à la friction est sensiblement la même. Ceci s'explique par le fait que la friction augmente avec la longueur du joint et non avec la largeur du jeu radial. Par contre, la perte de puissance due au débit d'eau de fuite est très sensible aux variations du jeu radial. Plus le jeu est grand, plus le débit est grand et, par conséquent, plus la perte de puissance est grande. Sur le graphique, on voit que si l'on double le jeu, alors la perte due à l'écoulement augmente beaucoup. La perte totale de puissance est égale à la somme de la perte due à la friction plus la perte due à la fuite d'eau.

La perte de puissance totale est beaucoup plus sensible aux variations du jeu radial qu'aux variations de la longueur. Ainsi, un soin très particulier doit être porté lors du choix de ce jeu.

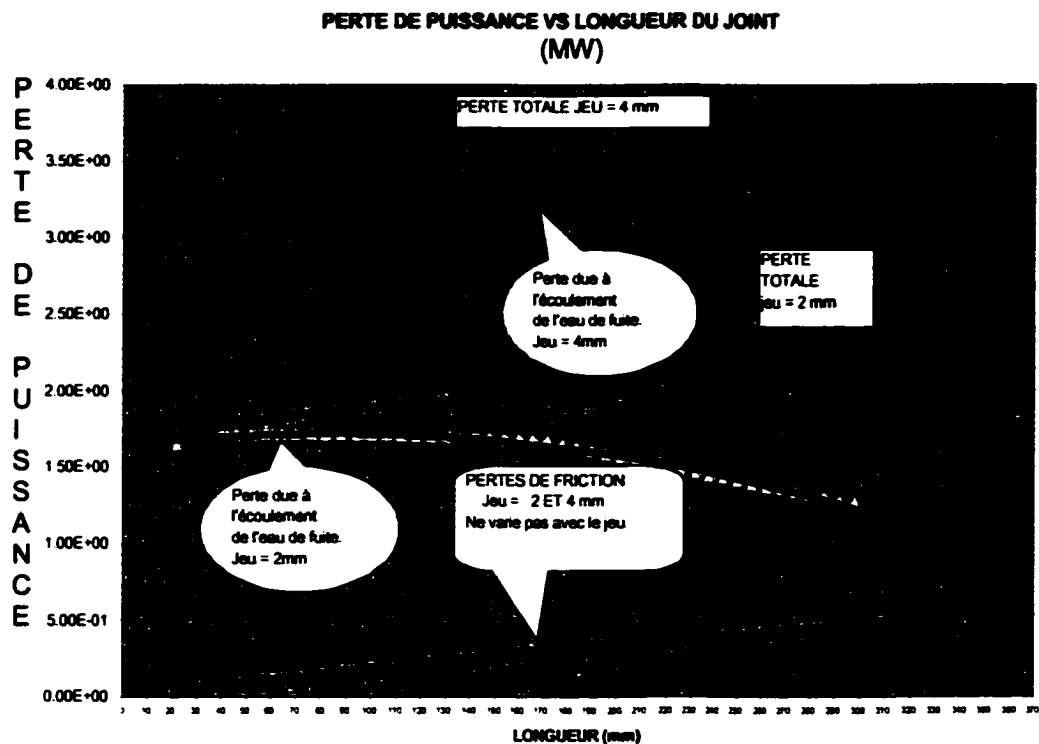


Figure 32. Perte de puissance à cause de la fuite d'eau au joint



Pour simplifier le processus de détermination du jeu radial minimum, nous avons entrepris une étude statistique visant à trouver une façon alternative et plus rapide de calculer ce jeu. Pour ce faire, nous avons sélectionné des projets passés. Ensuite, nous avons étudié leur relation avec la chute nette, le diamètre de gorge et le diamètre du joint.

Le résultat de l'étude montre que, pour la gamme de roues conçues dans les dernières années, il existe une grande corrélation entre le jeu radial et le diamètre du joint. Nous avons constaté aussi que le jeu minimal est fortement corrélé avec le diamètre de gorge et qu'il est légèrement influencé par la chute. Finalement, nous avons retenu une relation en fonction du diamètre du cylindre du joint. Ce diamètre est implicitement lié au diamètre de gorge et à la chute. La Figure 33 montre une droite de régression qui représente le gonflement de la couronne à la pire condition soit l'emballlement

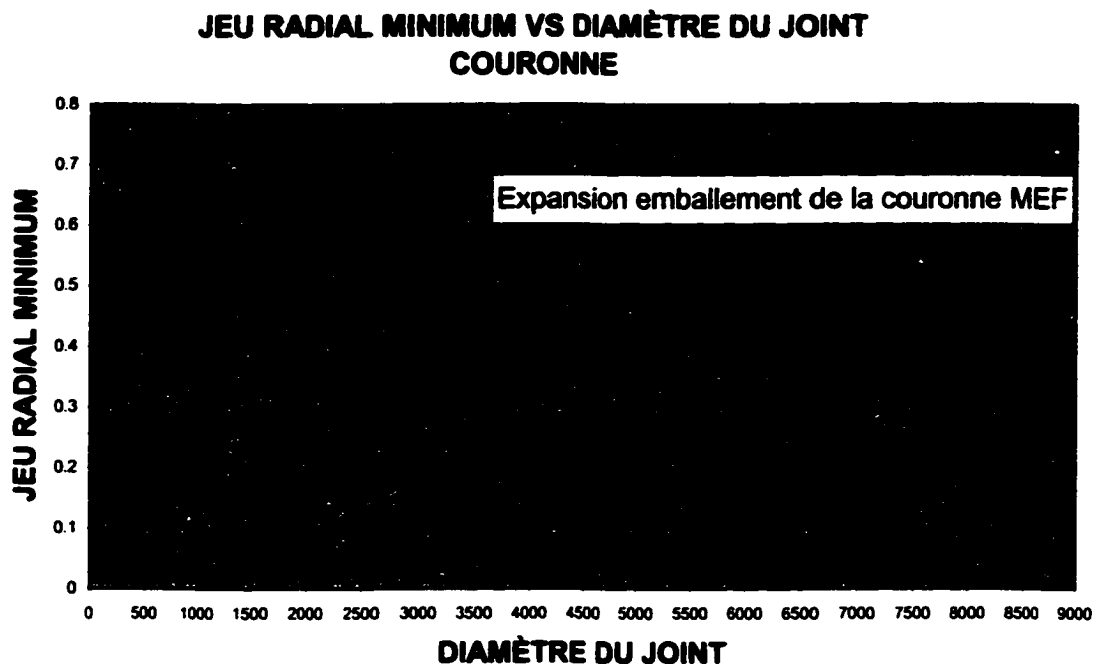


Figure 33. Détermination du jeu radial en fonction du diamètre du joint.

Cette courbe d'expansion a été tracée en utilisant les valeurs trouvées lors de l'analyse par éléments finis pour chaque projet. En dessous des valeurs données par cette courbe, le risque de contact est très élevé. Des valeurs plus basses ne devraient pas être utilisées.

Pour calculer le jeu minimal, on peut utiliser une droite parallèle à la droite d'expansion en ajoutant aux valeurs obtenues par cette courbe, les différentes tolérances de fabrication et de montage. À ce jeu minimum on doit ajouter les tolérances de fabrication, sélectionnées selon la norme ISO 286-1, pour avoir le jeu radial maximum. Jeu qui employé pour déterminer la longueur des joints. Nous pouvons maintenant calculer facilement le jeu radial. Il restera par la suite à trouver une expression pour calculer sa longueur.

### **3.8.2.1 Détermination de la longueur du joint**

Lors de la détermination de la longueur d'un joint d'étanchéité, nous devons faire un compromis entre la longueur et la perte de puissance. Nous devons nous assurer que le joint est suffisamment long pour ne pas avoir de problèmes de cavitation au joint, sans être trop long de sorte à minimiser les pertes de puissance.

La vitesse de l'eau à l'entrée du joint augmente drastiquement et par conséquent, la pression tombe à des valeurs similaires à la pression de la vapeur d'eau. Aussitôt que la pression de l'eau égale la pression de la vapeur, il y a formation de boules de vapeur. Si la pression en aval est suffisamment élevée (le joint est trop court), les boules vont imploser en produisant beaucoup de bruit et en arrachant de petits morceaux de matériau, ce qui endommagera progressivement le joint. Le rendement de la roue baissera progressivement et

éventuellement, il faudra arrêter la roue pour la réparer. En sélectionnant une longueur appropriée de joint, on peut éviter les implosions.

Présentement, il existe un programme maison confidentiel qui calcule l'écoulement concentrique de fuite ainsi que les pertes de friction pour des joints lisses en suivant la théorie d'écoulement turbulent des fluides. Pour des conditions hydrauliques et géométriques données, nous pouvons calculer la longueur optimale du joint tout en minimisant les pertes de puissance et en assurant qu'il n'y aura pas de cavitation au joint. Le programme a été validé par des données expérimentales en laboratoire et des recherches en service. Le programme est expliqué dans le rapport DEW no 1230-17 par Vu Cong Thi. Même si le programme est une simplification de la réalité sujette à amélioration, on peut présumer que les résultats sont raisonnablement précis.

### **3.8.2.2 Données d'entrée du programme**

Lorsque nous voulons déterminer la longueur minimale de joint à respecter, nous devons faire plusieurs hypothèses :

- 1- La chute de pression à l'entrée du joint : on suppose que la chute de pression à travers le joint est égale à 80% de la chute nette, la pression à l'entrée étant égale  $0.8 \cdot H_N$  et la pression à la sortie étant égale à zéro. Cette hypothèse est généralement bonne pour la gamme des turbines à petite et moyenne chute.
- 2- La pression à la sortie du joint : cette pression est égale à la pression à la sortie de la roue (entrée de l'aspirateur). Pour les turbines d'aujourd'hui, la pression à l'entrée de l'aspirateur est de l'ordre de 60 kPa (6 m). De plus, il faut ajouter la pression créée par la rotation de l'eau de fuite. Cependant, dans le but de simplifier les calculs, on fait l'hypothèse que la pression à la sortie de la roue est égale à zéro. Comme en réalité la pression est plus

élevée que zéro, alors l'hypothèse est sécuritaire parce que la longueur nécessaire pour éviter la cavitation diminue lorsque le différentiel de pression ( $\Delta P$ ) augmente. Il est à noter que la même hypothèse de pression égale à zéro est utilisée pour calculer le joint à la couronne et à la ceinture.

- 3- La gamme de jeux radiaux que l'on veut calculer : le **jeu radial** est la variable qui influence le plus la longueur des joints. La longueur est très sensible aux variations du jeu radial. Pour minimiser le risque de cavitation, on doit choisir une longueur de joint calculée en utilisant le **jeu radial maximal** qui tient compte des tolérances de fabrication.
- 4- Le nombre et la gamme des longueurs à calculer : on suggère de choisir 21 longueurs et une étendue de 200 mm. Ceci donne un pas de 10 mm.
- 5- Le rayon du joint d'étanchéité : on peut prendre le rayon nominal.
- 6- La vitesse de rotation de la machine en tpm.
- 7- La température de l'eau : il est recommandé d'utiliser la vraie température de design si elle est disponible, sinon on peut utiliser une température de 15 °C.

### 3.8.2.3 Résultats du programme

Le programme génère un ensemble solution pour chaque valeur de jeu donnée. Cet ensemble de solution donne, pour chaque longueur demandée, l'écoulement de fuite, le coefficient de décharge, le nombre de Reynolds axial, le coefficient de couple, l'augmentation de la température due à la friction, la perte de puissance due à l'écoulement, la perte due à la friction et finalement, la perte totale de puissance. Il indique également, pour chaque longueur, s'il y a de la cavitation.

En annexe B, nous présentons un exemple de la feuille de résultat du programme. Évidemment, ces résultats sont théoriques et leur justesse dépend, en grande partie, de la qualité des données fournies au début du programme ainsi que des hypothèses faites lors de la création du programme. Par exemple, le programme suppose pour l'instant que l'écoulement est concentrique. Ceci n'est pas exact puisqu'en réalité, il existe une excentricité dans l'écoulement qui introduit un peu d'incertitude dans les résultats.

Pour pallier aux possibles imprécisions du programme, il est recommandé d'éviter de prendre la valeur de la longueur immédiatement après la dernière valeur indiquée comme étant dans la zone de cavitation; nous suggérons d'ajouter 10 à 20 mm à la valeur minimale donnée par le programme.

#### **3.8.2.4 Courbes de longueur du joint**

Visant à établir une méthode plus rapide pour déterminer la longueur du joint, nous avons fait une étude statistique à partir des données générées par le programme maison sur les calculs de perte de puissance en fonction de la longueur du joint et du jeu radial maximal. Le résultat d'une partie de cette étude est présenté sous forme de graphique à la Figure 34.

La courbe représente la longueur minimale du joint en fonction du jeu radial maximum pour une chute donnée. Nous avons validé la méthode en comparant les valeurs de longueur de joint utilisées dans les projets passés.

#### **3.8.2.5 Topologie des joints**

La topologie et les dimensions d'un joint d'étanchéité varient avec la chute et le diamètre intérieur du joint. Les joints peuvent être *simples* s'il y en a un seul ou

*double* s'il y en a deux. Un joint peut faire partie intégrante de la couronne lorsqu'il est fixé sur elle par un anneau d'usure.

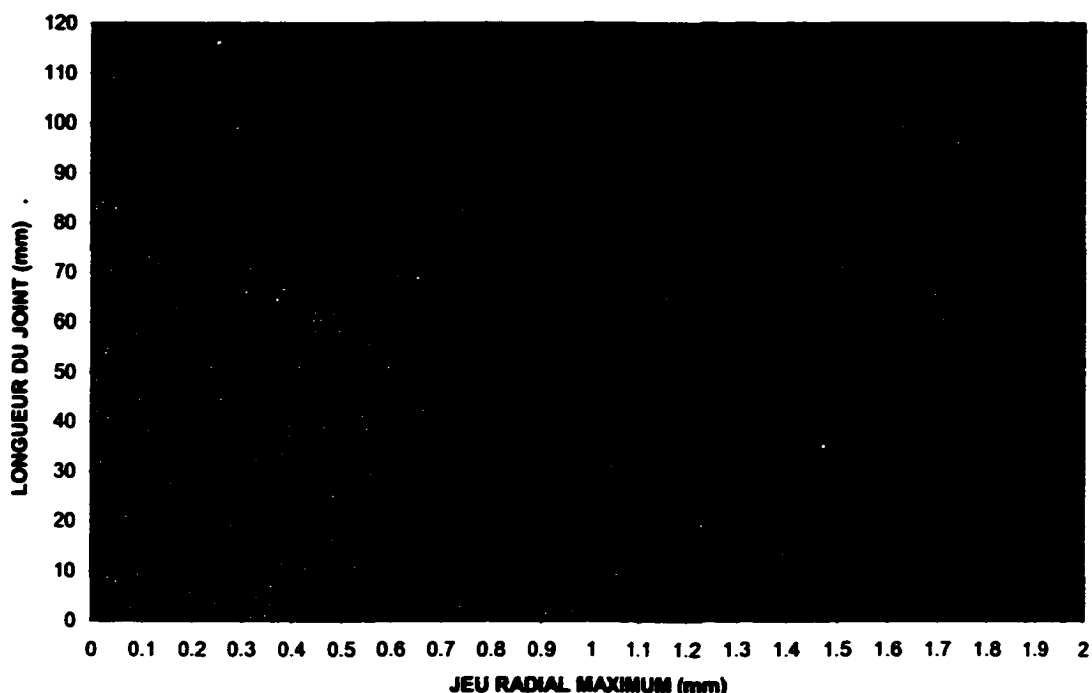
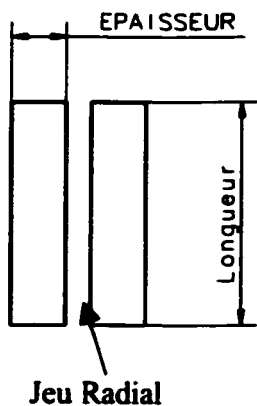


Figure 34. Courbe de longueur en fonction de jeu radial maximum

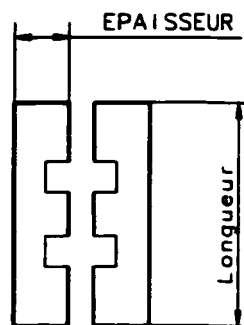
Les turbines à petite et moyenne chute nécessitent des joints lisses ou avec des cannelures annulaires. Ces dernières sont plus efficaces mais un peu plus dispendieuses à fabriquer. L'alternance de petits et grands jeux (cannelures) se solde par une diminution du débit d'eau de fuite à cause de l'augmentation de la friction de l'écoulement, et de la turbulence ainsi créée. À la Figure 35, nous montrons des exemples de joints d'étanchéité d'une couronne de roue Francis de petite et moyenne chute. Le numéro 1 montre un joint lisse utilisé typiquement dans les turbines à petite et moyenne chute. Au numéro 2, on montre un joint lisse à écartement variable ou avec des cannelures. Au numéro 3, on montre l'effet des cannelures sur la chute de pression.

## JOINT D'ÉTANCHEITÉ

1. LISSE



2. AVEC DEUX CANNELURES



## PRESSION A TRAVERS LE JOINT

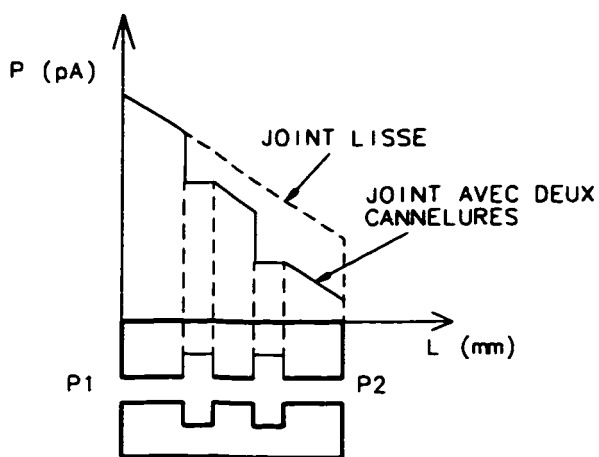


Figure 35. Pression dans un joint d'étanchéité avec cannelures.

On peut observer sur ce graphique, premièrement, qu'en effet, les cannelures produisent une chute de la pression, et deuxièmement, que la hauteur de chaque cannelure ne doit pas être trop grande parce que la réduction de pression peut

être annulée ou encore, peut produire l'effet contraire et finir par augmenter la pression. On peut mettre des cannelures sur la couronne et sur le fond supérieur ou seulement sur l'une de ces pièces. Mais les cannelures sur les deux côtés c'est beaucoup plus efficace.

### 3.8.2.6 Perte de charge dans un joint d'étanchéité

La décharge d'eau à travers le joint d'étanchéité entre la couronne et le fond supérieur dépend de la perte de charge entre l'entrée et la sortie du joint ainsi que des pertes dues à la friction au joint. La pression à la sortie est approximativement égale à la pression de l'eau dans l'aspirateur; c'est une pression basse (-100 à 100 kPa). La perte totale de charge lorsque l'eau s'écoule à travers le joint est égale à la somme des pertes de friction ( $h_f$ ) et des pertes dues à la contraction ainsi qu'à l'expansion de l'écoulement à l'entrée et à la sortie du joint ( $h_{ce}$ ).

$$h_s = h_f + h_{ce}; \quad (3.1)$$

Un joint d'étanchéité peut être considéré comme un grand tuyau dont les pertes de friction sont données par l'équation de D'Arcy-Weisbach [4] :

$$h_f = \frac{flv^2}{D2g} \text{ avec} \quad (3.2)$$

$l$  = longueur du joint;

$D$  = diamètre du tuyau;

$f$  = facteur de friction;

$v$  = vitesse de l'eau.



Les pertes de friction dans le joint peuvent être déterminées en appliquant le principe du rayon hydraulique équivalent :

1. Pour un tuyau avec écoulement qui remplit toute l'aire transversale [4] :

$$\rho = \frac{A_j}{C_m} = \frac{\pi D^2}{4\pi D} = \frac{D}{4}; \quad \rho = \text{rayon équivalent}$$

2. Pour une rainure rectangulaire telle que le joint d'étanchéité :

$$\rho = \frac{A_j}{C_m} = \frac{\pi \cdot D \cdot C}{2 \cdot \pi \cdot D} = \frac{C}{2}; \quad \text{où}$$

$A_j$  = section transversale;

$C_m$  = Périmètre mouillé

$D$  = Diamètre du joint;

$C$  = jeu radial.

D'où  $D = 2C$

Alors, les pertes majeures par friction au joint sont :  $h_f = \frac{f \cdot l \cdot v^2}{2 \cdot C \cdot 2 \cdot g}$ . (3.3)

Le coefficient de friction  $f$  peut être calculé en utilisant le diagramme de Moody ou en utilisant l'équation de Colebrook [17]. Cependant, le résultat obtenu par cette approche est très imprécis parce que les conditions d'écoulement dans une roue sont très différentes aux conditions de laboratoire employées pour obtenir les données représentées sur le diagramme de Moody ou encore pour déterminer l'équation de régression de Colebrook. Il est préférable d'utiliser des données de laboratoire obtenues lors des essais faits sur les turbines.

### 3.8.2.7 Pertes mineures

Lorsque la section transversale d'un joint varie soudainement, par exemple, à l'entrée ou à la sortie du joint ou lorsque l'on ajoute des rainures, une chute de pression se produit. Pour calculer cette chute, on définit un *coefficient de perte*  $K_L$  qui a la forme non-dimensionnelle suivante [17] :

$$K_L = \frac{H_L}{(V^2 / 2 * g)} = \frac{\Delta P}{(\frac{1}{2} \rho V^2)} \Rightarrow \Delta P = K_L \frac{1}{2} \rho V^2 \Rightarrow H_L = K_L \frac{V^2}{2g} \quad (3.4)$$

La valeur de  $K_L$  dépend de la géométrie du joint et des propriétés du fluide. Par contre, puisque nous savons que lorsque le nombre de Reynolds est très grand comme c'est le cas dans un joint d'étanchéité où l'écoulement est turbulent, alors,  $K_L$  dépend seulement de la géométrie du joint. À la Figure 36, nous présentons des courbes de régression que nous avons faites en utilisant les données présentées par Streeter [1]. Les équations de ces courbes servent à calculer la valeur de  $K_L$  en fonction du rapport d'aires perpendiculaires à l'écoulement. On prend la valeur de l'aire plus petite et on la divise par l'aire plus grande. Cette valeur est représentée par la variable indépendante  $x$  dans les équations de calcul de  $K_L$ .

Dans le cas d'un joint d'étanchéité lisse, l'aire à l'entrée et l'aire à la sortie du joint sont très grandes par rapport à l'aire du joint. Cela implique que les rapports d'aires pour l'entrée et la sortie du joint sont approximativement égaux à zéro. Ainsi, selon la courbe expérimentale montrée à la Figure 36, la valeur de  $K_L$  pour la contraction à l'entrée est égale à 0.5, tandis que la valeur de  $K_L$  pour la contraction à la sortie est égale à 1. Par conséquent, les pertes mineures locales

pour un joint lisse, causées par la variation soudaine d'aire à l'entrée et à la sortie du joint, sont égales à 1.5 fois la pression dynamique.

$$h_{ce} = 1.5 \frac{v^2}{2g}; \quad (3.5)$$

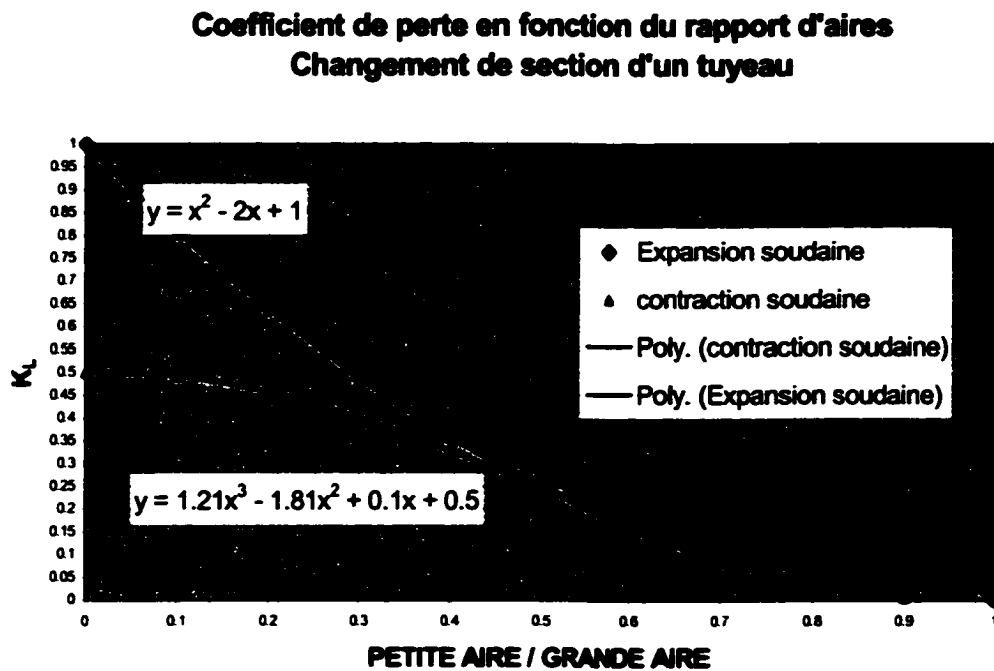


Figure 36. Coefficient de perte  $K_L$  en fonction du rapport d'aires

La perte totale au joint est égale à la somme des pertes majeures et mineures.

On obtient :

$$h_f = \left( \frac{fL}{2C} + 1.5 \right) \frac{v^2}{2g}; \quad (3.6)$$

en isolant la vitesse :

$$v = \sqrt{\frac{2gh_1}{\frac{fL}{2C} + 1.5}} \quad (3.7)$$

maintenant :  $v = \frac{Q}{A_1}$  (3.8)

alors on obtient :

$$Q = A_1 \sqrt{\frac{2gh_1}{\frac{fL}{2C} + 1.5}} \quad (3.9)$$

si l'on fait  $C_c = \frac{1}{\sqrt{\frac{fL}{2C} + 1.5}}$  (3.10)

; alors, nous obtenons ;

$$Q = C_c A_1 \sqrt{2gh_1} \quad (3.11)$$

$C_c$  = coefficient de décharge de l'écoulement au joint.

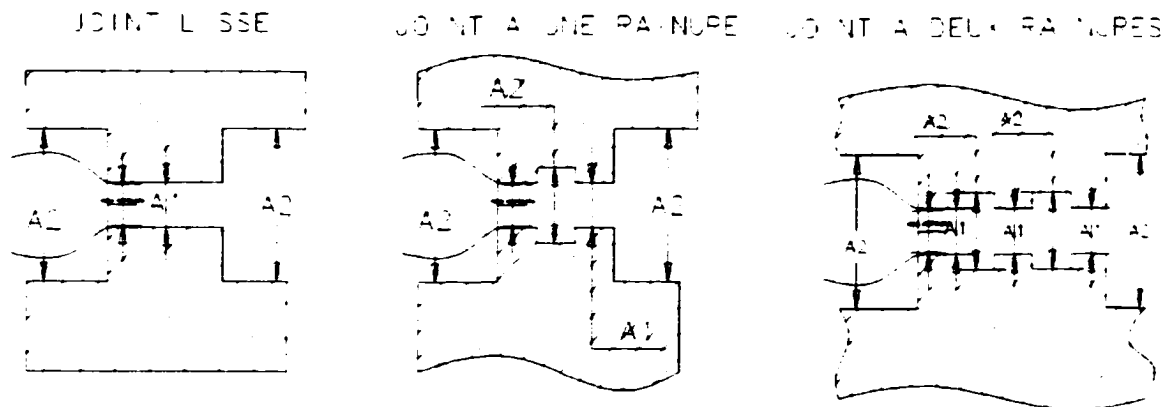


Figure 37. Joints labyrinthes lisse, à une rainure et à deux rainures

Dans le cas des joints avec des rainures carrées (Figure 37), il faut ajouter toutes les pertes mineures dues aux variations d'aires à chaque rainure. Par exemple, si le rapport d'aires est égal à 0.2, (la profondeur de la rainure est donc égale à 5

fois le jeu  $C$  ( $x = C / 5C = 0.2$ )) alors, pour chaque rainure ajoutée, le coefficient de perte doit être majoré de 1.1 selon les courbes de la Figure 36 (0.65 pour l'entrée plus 0.45 pour la sortie). Le coefficient de décharge devient :

$$C_c = \frac{1}{\sqrt{\frac{f l}{2C} + 1.5 + 1.1n}} \quad (3.12)$$

$n$  = nombre des rainures.

Les pertes de charge  $\sum h$ , peuvent être déterminées à partir de l'équation de Bernoulli si l'on connaît la pression avant et après le joint ( $P_1$  et  $P_2$ ).

$$\sum h_l = \frac{P_1}{\rho * g} - \frac{P_2}{\rho * g} + (z_1 - z_2) + h_w \quad (3.13)$$

avec

1-  $\frac{P_1}{\rho * g}$  = Chute à l'entrée du joint;

2-  $\frac{P_2}{\rho * g}$  = Chute à la sortie du joint;

3-  $(z_1 - z_2)$  = Différence d'élévation entre l'entrée et la sortie du joint;

4-  $h_w$  = Pression induite par la rotation de l'eau au joint.

### 3.8.2.8 Chute à l'entrée du joint :

$$\frac{P_1}{\rho * g} = H_N - H_S - \frac{v_1^2}{2 * g} + \frac{P_a}{\rho * g} \quad (3.14)$$

$H_N$  = La chute nominale;

$H_S$  = La différence de chute entre l'entrée du joint et le niveau de la décharge;

$v_1$  = Vitesse absolue à l'entrée du joint;

$P_a$  = Pression atmosphérique.

La chute produite par la pression atmosphérique est égale à :

$$\frac{P_a}{\rho * g} = \frac{98 \frac{kN}{m^2}}{9.8 \frac{kN}{m^3}} \approx 10m \quad (3.15)$$

La vitesse absolue de l'eau à l'entrée du joint est égale à la somme vectorielle de la vitesse axiale plus la vitesse tangentielle due à la rotation :

$$v_1^2 = v_{a1}^2 + v_{t1}^2 \quad (3.16)$$

$$\text{mais et } v_{t1} = \frac{\eta g H}{\frac{\pi D N}{60}} \quad v_{a1} = \frac{Q}{A_1}$$

### 3.8.2.9 Chute à la sortie du joint (à l'entrée de l'aspirateur)

On peut facilement déduire une expression pour calculer la pression à la sortie de la roue : si le centre de la roue se trouve au même niveau que la décharge, alors la pression serait égale à la pression atmosphérique moins une certaine pression dynamique qui est nécessaire pour avoir un écoulement. En réalité, la roue est placée à une élévation nommée le calage  $H_s$ . Cette élévation est mesurée à partir du niveau aval avec le sens positif vers le bas de la turbine. Plus la roue est élevée par rapport au niveau aval, plus la pression à la sortie du joint est donc petite, ce qui augmente le risque de cavitation. Au contraire, si la roue est enfouie plus profondément de sorte à avoir le centre du distributeur plus bas que le niveau aval, alors le calage devient positif, ce qui augmente la

pression et diminue le risque de cavitation. On pourrait concevoir une turbine exempte de toute cavitation en l'enfouissant suffisamment, mais le coût supplémentaire serait trop élevé. En général, les clients sont prêts à accepter un certain niveau de cavitation dans le but de diminuer les coûts d'investissement initial. Par contre, le niveau de cavitation affecte la disponibilité future de la machine. Aussi, plus le niveau de cavitation est élevé, plus il faut arrêter la machine pour la réparer. Alors le choix de l'emplacement de la roue est un compromis cherchant à minimiser les coûts pendant tout le cycle de vie de la turbine.

La pression à la sortie de la roue peut se calculer à l'aide de la relation suivante :

$$\frac{P_2}{\rho^* g} = \frac{P_a}{\rho^* g} - H_s - \frac{v_{a2}^2}{2g} \quad (3.17)$$

$H_s$  = Calage de la roue;

$v_{a2}$  = Vitesse axiale de l'eau à l'entrée de l'aspirateur.

### 3.8.2.10 Différence d'énergie potentielle entre l'entrée et la sortie du joint

La différence d'énergie potentielle est tout simplement égale à la différence d'élévation entre l'entrée et la sortie du joint d'étanchéité. Pour l'élévation de la sortie, on prend généralement l'élévation à l'entrée de l'aspirateur.

$$z_{1-2} = z_1 - z_2 \quad (3.18)$$

### 3.8.2.11 Calcul de la pression induite par la rotation :

Lorsque la roue tourne, il se produit une perte de charge  $h_w$  causée par la rotation. Cette perte peut être calculée comme suit :

$$h_w = \frac{\left(\frac{1}{2}u_1\right)^2 - \left(\frac{1}{2}u_2\right)^2}{2g} \quad (3.19)$$

Mais  $u_1 = \frac{\pi D_1 N}{60}$  et  $u_2 = \frac{\pi D_2 N}{60}$  Alors :

$$h_w = 3.49 E^{-5} (D_2^2 - D_1^2) * N^2 \quad (3.20)$$

$D_1$  = diamètre du joint à l'entrée;

$D_2$  = diamètre du joint à la sortie (diamètre d'entrée de l'aspirateur).

$N$  = vitesse de rotation en tour par minute (tpm)

### 3.8.2.12 Détermination du coefficient de friction

Il nous reste à sélectionner le coefficient de friction  $f$ . Ce coefficient dépend du type d'écoulement : laminaire, transitoire ou turbulent.

Pour caractériser un écoulement, on utilise le nombre de Reynolds ( $R_e$ ). Ce nombre représente le ratio entre les forces d'inertie et les forces de viscosité [17].

$$R_e = \frac{D * \bar{u}}{\nu} \quad (3.21)$$

avec

$D$  = diamètre du tuyau;



$\bar{u}$  = vitesse moyenne de l'écoulement;

$\nu$  = viscosité cinématique.

Le nombre de Reynolds absolu est égal à la somme vectorielle du nombre de Reynolds axial ( $Re_a$ ) et du nombre de Reynolds tangentiel ( $Re_t$ ).

Pour un écoulement stationnaire laminaire avec nombre de Reynolds  $Re \leq 2100$ ,

le coefficient de friction est égal à :  $f = \frac{64}{Re}$  (3.22).

Si l'écoulement est turbulent, il y aura formation d'une couche limite. Deux cas peuvent arriver :

- a) La rugosité de la paroi du tuyau est plus petite que l'épaisseur de la couche limite ( $\delta \leq k$ ), c.-à-d. que la surface du tuyau est lisse;
- b) La rugosité de la paroi du tuyau est plus grande que l'épaisseur de la couche limite ( $\delta \geq k$ ), c.-à-d. que la surface du tuyau est rugueuse.

Si  $\delta > k$

$$f = \frac{1}{(2 \log(Re \sqrt{f} - 0.8))^2} \quad (2.23)$$

Cette équation est résolue par des itérations successives. S'il existe une grande différence entre la valeur donnée de  $f$  et la valeur calculée, il faut supposer une autre valeur plus précise de  $f$  et répéter le calcul.

Si  $\delta < k$ , alors  $f$  est égal à :

$$f = \frac{1}{(1.74 + 2 \log(\frac{R}{k}))^2} = \frac{1}{(1.74 + 2 \log(\frac{C}{k}))^2}; \quad (3.25)$$



- **Modification de l'emboîtement d'alignement arbre-roue;**
- **Remplacement des boulons d'accouplement.**

Il est à noter ici que lorsque la nouvelle roue fournit plus de puissance, il faut vérifier que l'arbre est capable de prendre la charge supplémentaire sans dépasser les contraintes admissibles. Si l'on doit réviser la conception de la bride, il faut suivre la norme ANSI/IEE std 810 tel que montré à la Figure 38.

### **3.8.4 Conception de la jonction bride-plafond**

La fonction de la jonction est de transmettre les efforts produits par l'aubage jusqu'à la bride. Cette jonction doit être suffisamment rigide et épaisse pour transmettre les efforts de façon sécuritaire. La jonction peut être conçue de plusieurs manières :

- Une prolongation de la bride. Dans ce cas, la bride et la jonction constituent une seule et même pièce en forme d'anneau circulaire très épais (4 à 7 po). La solution est bonne au point de vue de la rigidité et de la résistance. Cependant, elle peut augmenter le temps de cycle et les coûts dans le cas où le client exigerait que la roue soit complètement construite en acier inoxydable. Il est à noter que les plaques très épaisses sont plus difficiles à trouver.
- Un anneau d'épaisseur beaucoup plus mince que la bride. Dans ce cas, il faut faire des calculs de résistance des matériaux pour trouver l'épaisseur minimale de l'anneau.

Pour pouvoir résoudre le problème de la jonction, il faut bien comprendre les charges agissant sur elle. Normalement le chargement est complexe et des

simplifications s'imposent afin d'arriver à une méthode de résolution pratique et sécuritaire. Dans la section qui suit, nous présentons quelques résultats de notre recherche ainsi qu'une méthode pour trouver l'épaisseur minimale de l'anneau.

#### 3.8.4.1 Chargement de la jonction

Nous avons mentionné au chapitre 2 que le chargement hydraulique d'une roue Francis est très complexe. La distribution de pression dans le passage principale est applicable seulement à un modèle de roue composé de la couronne, d'une aube et de la ceinture. Cependant, pour des fins d'analyse préliminaire, nous pouvons simplifier le problème de sorte à pouvoir étudier uniquement le comportement de la jonction sous l'effet de la charge.



Figure 39. Chargement de la jonction et du plafond

Même si en réalité le chargement est très complexe, nous pouvons faire les simplifications suivantes (Figure 39) :

a) nous pouvons supposer que la charge de pression distribuée est concentrée en une seule charge de ligne localisé au milieu du plafond.

b) la jonction est une plaque plane avec une charge de pression uniformément distribuée;

c) la jonction est soumise au chargement équivalent décrit ci-après :

1- Une force de pression généralement dirigée vers le bas et agissant sur le dessus du plafond, c.-à-d. l'aire comprise entre la bride ( $r_0$ ) et le plafond ( $r_1$ ). À la Figure 39, nous voyons que la distribution de la pression est compliquée. Toutefois, pour simplifier les calculs, nous considérerons que la pression est uniformément distribuée et égale à  $P_2$  (Figure 39), qui est la pression directement sur le centre des trous d'équilibrage. Cette hypothèse tend vers la valeur moyenne de la pression. La valeur exacte de cette pression est difficile de trouver parce que sa valeur dépend de beaucoup de paramètres comme la vitesse de rotation de la roue, la forme de la couronne, la conception de l'aspirateur, la vitesse de l'eau à la sortie, la localisation, l'aire et la forme de trous d'égalisation de pression etc. Cependant, par expérience, nous savons que sa valeur est inférieure à la différence d'élévation entre le niveau aval et le haut du distributeur. C'est cette valeur sécuritaire que nous suggérons d'utiliser pour les calculs.

2- Une force tangentielle équivalente au couple moteur produit par les aubes et transmis sur l'arbre. Cette force est placée sur la circonférence extérieure de la jonction et est égale au couple moteur divisé par le rayon extérieur  $r_1$  du plafond.

$$F_{\text{ext}} = \frac{T}{r_1} \quad \text{Appliquée sur le bord extérieur.}$$

Il faut trouver une expression pour le couple moteur ( $T$ ) :

La puissance d'un arbre est liée au couple moteur sur l'arbre par l'expression [17] :

$$P = T\omega$$

et pour exprimer la puissance en chevaux vapeur, par définition, nous divisons cette expression par 550. Nous obtenons alors :

$P = T * \omega / 550$  . Mais, selon l'équation (1.3), la puissance en système impérial est égale à  $P = \gamma H Q \eta_h / 550$  et finalement en remplaçant la valeur de la puissance dans l'équation précédente, nous obtenons :

$$T = \frac{550P}{\omega} = \frac{550P}{\pi N / 30} = \frac{\gamma H Q \eta_h}{\pi N / 30} \quad (3.26)$$

3- La poussée axiale hydraulique est calculée de façon approximative par la formule expliquée au chapitre 1 et que nous reprenons ici :

$$T_h = \frac{K D_h^2 H N \sqrt{(\eta_h H Q \gamma / 550)}}{\sqrt[4]{H^5}} \quad lb$$

4- Le poids des aubes, du plafond et de la ceinture.

5- Une force centrifuge créée par la rotation de la roue et agissant sur la masse de la roue.

6- Si nous isolons la jonction du plafond, il faut ajouter un moment  $M$  autour d'un axe ( $Z$ ) perpendiculaire à l'arbre (Figure 40). Ce moment est égal au produit

de la poussée axiale multipliée par la distance horizontale entre le point d'application de la charge et le bord extérieur de la jonction.

### 3.8.4.2 Système équivalent

En isolant la jonction de la couronne du reste de la structure, le problème se réduit à un anneau circulaire encastré au rayon intérieur et pouvant glisser verticalement au rayon extérieur (Figure 40).

## PIECE AXI-SYMETRIQUE

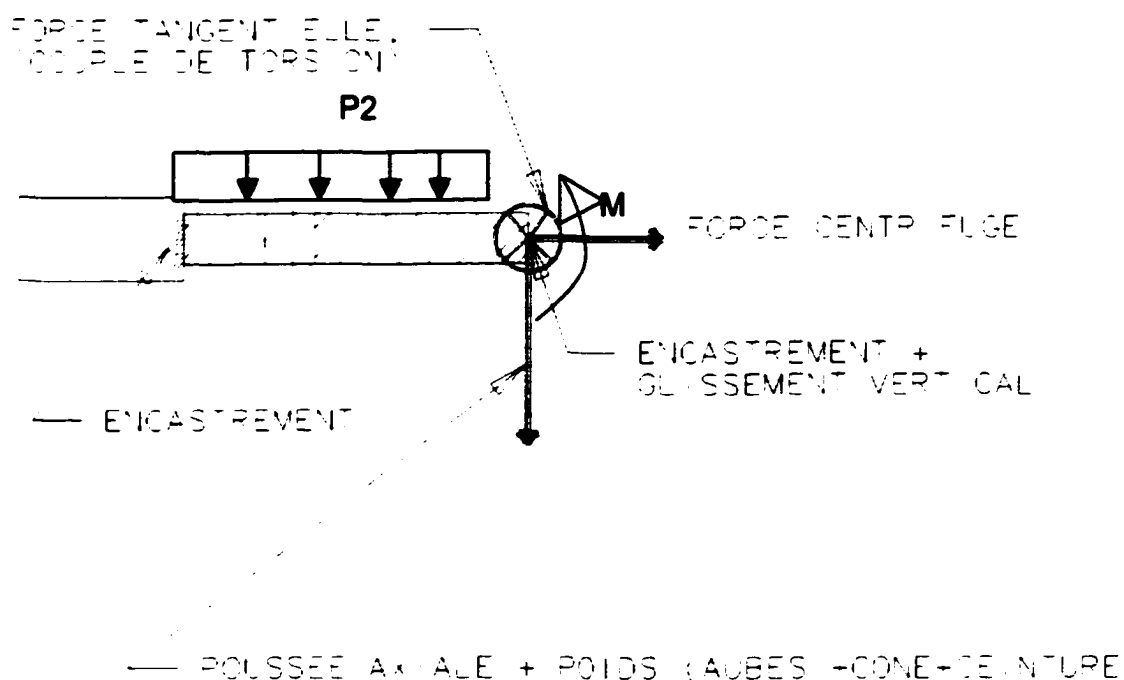


Figure 40. Diagramme de corps libre

Cet anneau est soumis à une charge tangentielle placée au rayon extérieur et à une charge verticale de ligne égale à la poussée hydraulique plus la somme des poids des aubes, du cône et de la ceinture. Cette charge est appliquée sur la

circonférence extérieure de l'anneau. De plus, il y a une charge radiale centrifuge mais elle est négligeable parce que la vitesse de rotation d'une turbine est trop basse. Finalement, il faut tenir compte de la charge de pression  $P_2$  et du moment produit par le transfert de la poussée axiale au bord de la jonction.

Pour résoudre ce problème, nous avons créé un modèle 2D axisymétrique dans le modeleur ANSYS (Figure 41). Nous avons utilisé l'élément fini Shell 51. Le modèle est composé de deux rondelles concentriques collées ensemble. La rondelle au centre (éléments 1-5) représente la bride qui est encastree. La rondelle extérieure (éléments 5-36) représente la jonction. Ce type d'approche fonctionne très bien pour les cas où la pièce et les charges sont parfaitement axisymétriques.

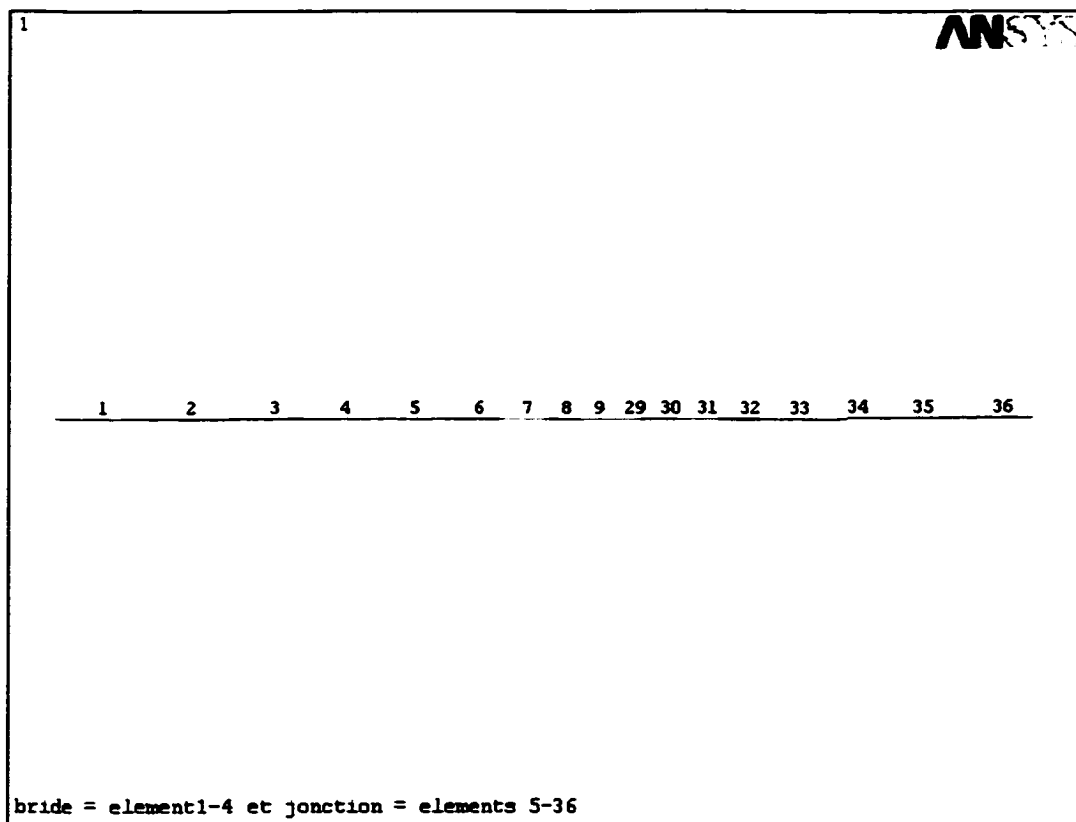


Figure 41. Modèle 2D axisymétrique de la bride et la jonction



La Figure 42 montre un exemple de calcul de la contrainte lorsque la bride et la jonction forment une seule rondelle d'épaisseur de 5.5 pouces. Dans ce cas particulier, la contrainte maximale est localisée sur les fibres extérieures de la bride (élément 1). Cette valeur est acceptable parce qu'elle est inférieure à la valeur admissible (16 700 psi).

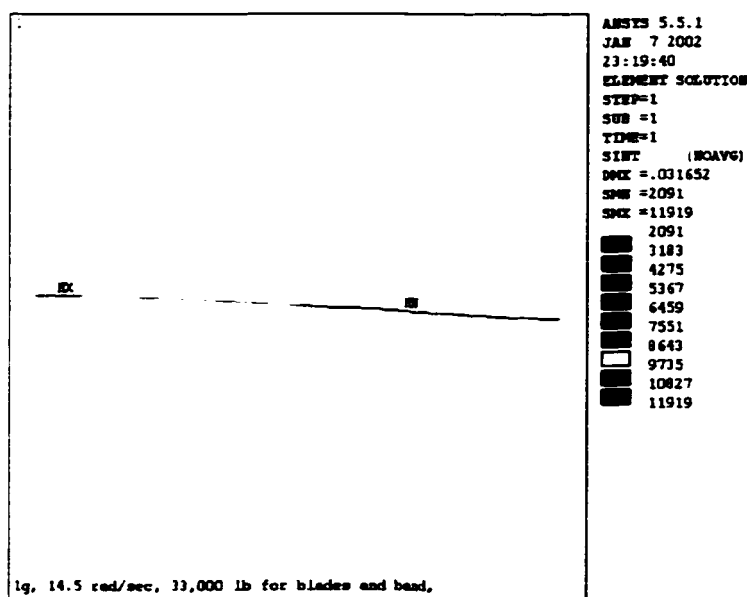


Figure 42. Modèle 2D axisymétrique de la bride et la jonction

Pour cet exemple, nous avons appliqué les charges suivantes :

- charges d'inertie : gravité ( $g = 386 \text{ po/s}^2$ ) et vitesse de rotation ( $\omega = 14.5 \text{ rad/s}$ );
- poussée hydraulique de 196 000 lb;
- poids des aubes et de la ceinture 33 000 lb;
- pression sur la jonction égale à zéro;
- moment produit par le déplacement de la poussée hydraulique 2 300 000 lb-po;

Ces charges ont été calculées en utilisant les données présentées au tableau XIII.

-Tableau XI

**Paramètres hydrauliques et géométriques**

PARAMÈTRES DU PROBLEME			Résultats	
			SIMULATION ANSYS	
			Épais. Po	Contrainte
Chute nominale	ft	130		
Puissance	hp	46936		
Diamètre de gorge	in	126	2	28980
Vitesse synchrone	rpm	138.5	2.5	18535
décharge Q	ft <sup>3</sup> /s	3355	3	12986
Densité $\rho$	slug/ft <sup>3</sup>	1.9364	3.5	12858
Gravité g	ft/s <sup>2</sup>	32.1778	4	12684
El.cl.distributeur	ft	530	4.5	12466
Niveau aval	ft	533	5	12208
rayon extérieur	in	46.21	5.5	11919
Rayon intérieur	in	23.25		
ro	in	33.00		
Épaisseur rondelle	in	5.50		
rig. modulus	lb/in <sup>2</sup>	11500000.00		
Poids (ceint. et aubes)	lb	33000.00		
Pression sur plafond.w	lb/in <sup>2</sup>	0.00		
Puissance uitaire HP <sub>11</sub>	Hp-ft	0.28722		
$\phi_{th}$	-	0.8325		
Débit unitaire Q <sub>11</sub>	ft <sup>3</sup> -ft	2.6693		
N <sub>s</sub>	HP-ft	68.36		
TH <sub>11</sub>	lb/ft <sup>3</sup>	13.67		
Couple moteur	lb-ft	1779871		
ForceTang.	lb	462204		
Pousée axiale	lb	195957		
Moment	lb-in	2249585		

Dans le but d'évaluer la sensibilité de la contrainte aux changements d'épaisseur de la jonction, nous avons procédé à plusieurs itérations en gardant les charges constantes et en faisant varier l'épaisseur de la jonction. L'épaisseur de la bride est aussi constante (5.5 pouces). Les résultats sont présentés à la Figure 43. Dans ce graphique, nous pouvons observer que la contrainte est plus sensible

lorsque la plaque est mince. Par exemple, lorsque l'épaisseur passe de 2 à 2.5 pouces, la contrainte diminue d'environ 10 000 psi (voir tableau XI). Par contre, lorsque cette épaisseur passe de 2.5 à 3 pouces, la contrainte diminue seulement de 5549 psi. À partir d'une épaisseur de trois pouces, la diminution est presque négligeable. La courbe s'approche asymptotiquement vers la valeur de contrainte sur la bride.

Il est à noter que lorsque l'épaisseur de la jonction est inférieure à 3 pouces, l'élément critique est l'élément numéro 5 avec des contraintes plus élevées que 16 700 psi. Ceci nous indique que nous ne pouvons pas utiliser une jonction plus mince que 4 pouces avec cet agencement.

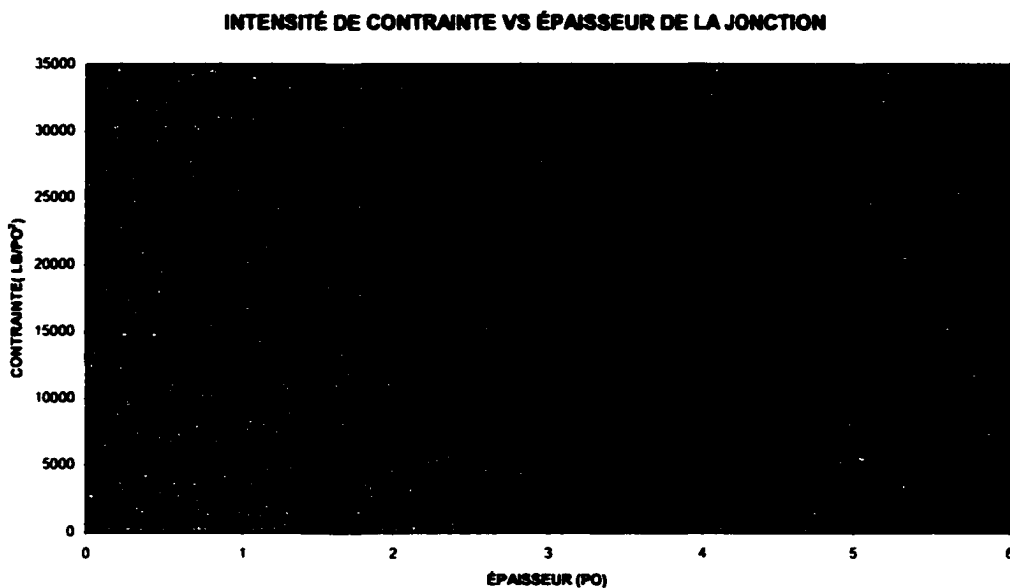


Figure 43. Variation de la contrainte de l'épaisseur de la jonction

En conclusion, nous constatons que l'épaisseur minimale de la jonction doit être entre 0.5 ( $3/5.5 \times 100$ ) et 1 fois l'épaisseur de la bride. En bas de 2.5 pouces, la contrainte augmente très rapidement.

### **3.8.5 Trous d'équilibrage et joint intérieur d'étanchéité**

La conception des trous d'équilibrage ainsi que celle du joint intérieur d'étanchéité est la même décrite au chapitre 2 traitant sur les coulées.

Jusqu'ici, nous avons montré comment faire la conception d'une couronne mécano-soudée. Maintenant, il faut traiter quelques problèmes ayant trait à sa fabrication.

## **3.9 Fabrication d'une couronne mécano-soudée**

Nous savons maintenant comment faire la conception d'une couronne mécano-soudée en décomposant sa géométrie complexe en formes plus simples qui sont, par la suite, soudées ensemble. En principe, toute couronne peut être fabriquée en utilisant des cônes, des cylindres et des rondelles. Maintenant, nous allons traiter le sujet sur la façon de former ces sections et de les souder ensemble.

### **3.9.1 Le roulage des plaques épaisses**

Pour fabriquer une couronne, nous utilisons des viroles coniques et des cylindres réalisés par roulage. Le procédé de roulage ou cintrage consiste à donner à une plaque plane une forme cylindrique ou conique. Dans le langage d'atelier, on dit rouler un cône ou un cylindre. Le roulage est obtenu en provoquant des efforts de flexion par pression sur des machines à rouler ou sur des machines à plier (presse brake).

Au moment de l'opération de pliage, la plaque est poussée en flexion, ce qui allongent les fibres externes, étant soumises à des contraintes de traction. Par contre les fibres internes, en compression, sont raccourcies. Les fibres se

trouvant sur le plan moyen de la plaque ne sont soumises à aucune contrainte et gardent leurs dimensions. Pour tracer une plaque qui doit être roulée, il faut calculer le développement suivant le diamètre moyen du cylindre ou du cône à former.

Les formes coniques et cylindriques sont facilement roulées en utilisant une machine à trois rouleaux de type pyramidale. Le rouleau supérieur est plus serré du côté du petit diamètre que du côté du grand diamètre parce que chaque génératrice doit se présenter parallèle à l'axe du rouleau qui fait le roulage. Pour ce faire, le cercle de développement de la grande base doit se déplacer plus rapidement que celui de la petite base. La plaque doit donc glisser sur les rouleaux. Le glissement de la plaque est assuré en plaçant une butée du côté du petit diamètre. Cette butée produit une force de réaction qui se traduit par une glissade de la partie extérieure du cône.

Les machines à rouler, appelées rouleuses ou rouleaux, sont constituées de plusieurs cylindres en acier ayant une grande résistance à la flexion. La force requise pour former des pièces coniques ou cylindriques utilisées dans le domaine des turbines hydrauliques est de l'ordre de 1000 à 2000 tonnes. En général, on peut rouler des épaisseurs de plaques allant jusqu'à 3.5 pouces pour le procédé à froid et jusqu'à 7 pouces avec le procédé à chaud. La largeur maximale est de 12 pieds (Hudson Custom Rolling Inc).

### **3.9.2 Développement d'un cône tronqué de révolution**

Lorsque nous voulons rouler un cône (virole), nous traçons sur la plaque son développement. Pour faire le développement, nous procédons de la façon suivante:

1- Calculer le rayon de la base ( $R0$ ) au plan moyen de la plaque ainsi que les distances  $D1$  et  $D2$  le long de la génératrice du cône (Figure 44) .

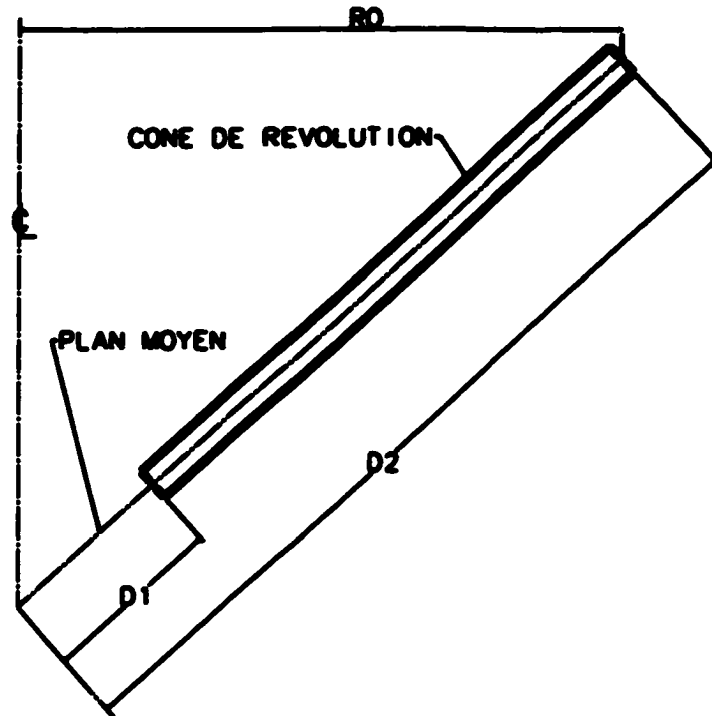


Figure 44. Paramètres pour tracer le développement d'un cône

2. Tracer deux cercles concentriques de rayon  $D1$  et  $D2$  (Figure 45).

3. Calculer la longueur de l'arc  $L$ , du rayon  $D2$  et de l'angle  $TETA$  de la façon suivante :

$$L = 2\pi R0$$

$$TETA = (180 \cdot L) / (\pi \cdot D2)$$

4. Tracer le développement.

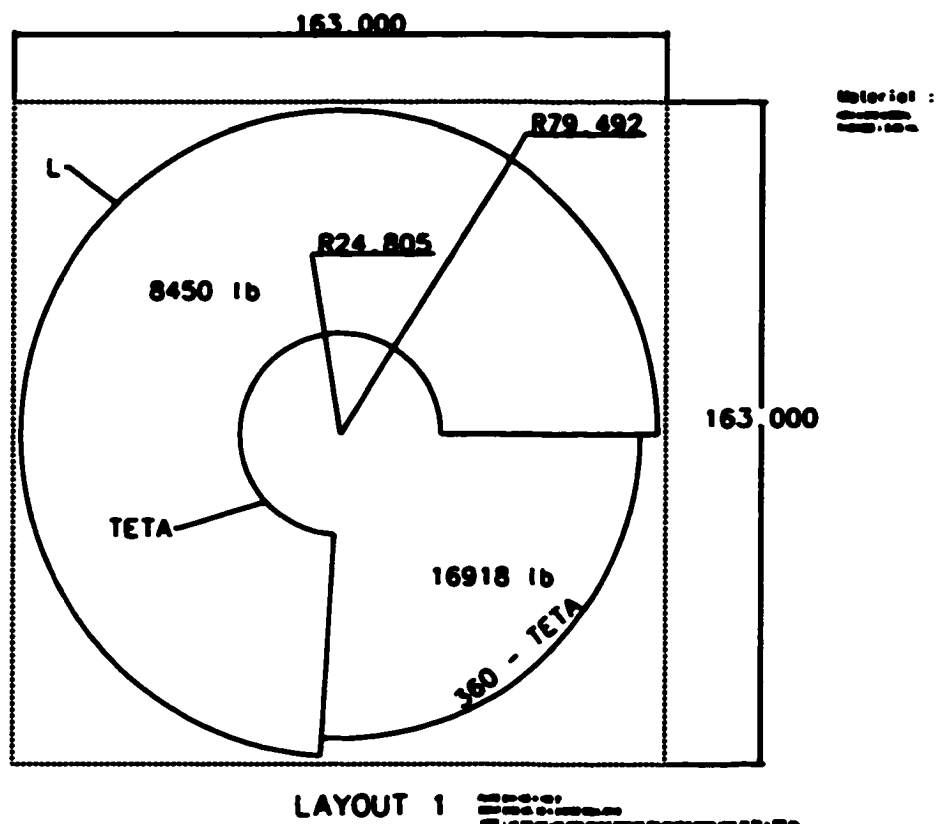


Figure 45. Exemple de développement d'un cône

### 3.9.3 Planification du découpage des ébauches

Nous pouvons rouler des sections coniques et cylindriques de différentes façons. Par exemple, nous pouvons obtenir un cône en roulant soit deux, trois ou quatre morceaux qui seront par la suite soudés ensemble. Le coût de la pièce roulée sera un compromis entre la quantité de matériau brut utilisé, le nombre des opérations de roulage et la quantité de soudage à faire pour arriver au même résultat. La quantité de rebut varie selon le nombre de morceaux utilisés pour fabriquer le cône. On peut, par exemple, utiliser l'agencement montré à la Figure 46. Dans ce cas, on obtiendra :

Poids de l'ébauche = 16918 (lb)

Poids utile = 8450 (lb)

Rebut = 8468 (lb)

Si le coût de l'acier inox est de 1.5 \$/lb, alors le matériau coûtera 25 377 \$CAN.  
Le taux de gaspillage est de 50 %.

Par contre, si l'on utilise 4 morceaux imbriqués (nesting) pour faire le cône (Figure 46 ), alors on obtient :

Poids de l'ébauche = 13280 (lb)

Poids utile = 8450 (lb)

Rebut = 4833 (lb)

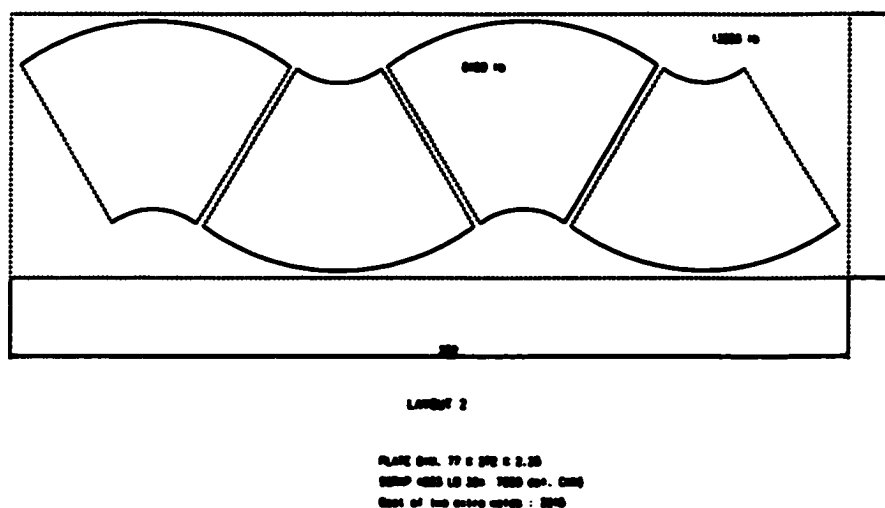


Figure 46. Développement d'un cône en quatre morceaux imbriqués

Dans ce cas, le coût du matériau est de 19 925 \$CAN. Évidemment, il faut tenir compte des deux soudures supplémentaires nécessaires pour fermer le cône. Dans cet exemple, les deux soudures coûtent 2 245 \$CAN. Alors le coût de la



deuxième option est de 22 170 \$CAN. En conclusion, on économise 3 207 \$CAN en utilisant l'option deux. Par contre, il y a des inconvénients comme l'augmentation de la manutention, l'augmentation de la possibilité d'erreur, etc. Il faut étudier chaque cas particulier puisque dans certaines applications, une optimisation est absolument nécessaire. Dans notre cas, pour faire un seul cône, nous recommandons d'utiliser deux ou trois morceaux seulement.

### **3.9.4 Préparation des plaques**

La méthode plus couramment employée pour découper des blancs à partir des plaques épaisses est le découpage à la torche oxyacétylénique. Aussi, on utilise parfois le laser ou le jet d'eau. La décision concernant la méthode dépend du type de machine disponible et des coûts associés au coupage. Chaque méthode influencera la qualité des bords nécessaires à l'assemblage ou la préparation des joints pour le soudage subséquent. Nous recommandons de suivre les pratiques suivantes:

1. Ajuster les dimensions du matériau de sorte à prévoir la préparation de joints ultérieure.
2. Préparer les joints et découper les blancs en même temps.
3. Choisir une torche de découpage qui permettra de couper la plaque en une seule fois.
4. Considérer le gougeage à l'arc, le gougeage à la torche ou le gougeage au ciseau pour les coupes arrières lors d'une soudure à pénétration complète.

### **3.9.5 Conception d'un joint soudé**

Le type de joint doit être choisi principalement selon le mode de chargement. Cependant, une fois que le joint est choisi, il faut essayer plusieurs agencements

pour chaque soudure puisque d'une configuration à une autre les coûts peuvent varier sensiblement. D'une façon générale, les règles suivantes s'appliquent:

1. Choisir le joint exigeant la moindre quantité de métal d'apport.
2. Dans la mesure du possible, éliminer les joints avec cannelure en utilisant le soudage à l'arc submergé automatique, celui-ci a une meilleure pénétration.
3. Employer le minimum d'écartement à la racine et ajoutez un angle afin de réduire la quantité de métal d'apport requise.
4. Employer les double V au lieu des joints de simple V pour réduire la quantité de métal d'apport.
5. Réduire au minimum la convexité des soudures d'angle; un filet à  $45^0$  légèrement convexe est la forme la plus économique et fiable.
6. Éviter les joints avec de cannelures trop profondes.
7. Concevoir le joint pour un soudage facile et accessible.

### **3.9.6 Détermination des surépaisseurs**

Après avoir déterminé les dimensions finales de la couronne, il faut faire la conception pour la fabrication. Celle-ci consiste à déterminer les épaisseurs nominales des plaques à utiliser dans la fabrication de la couronne. Il faut majorer les dimensions nominales de sorte à fournir suffisamment de matériau pour tenir compte des tolérances de fabrication, de la distorsion causée par le soudage, de l'excentricité des pièces lors de l'assemblage, etc (voir Figure 48)

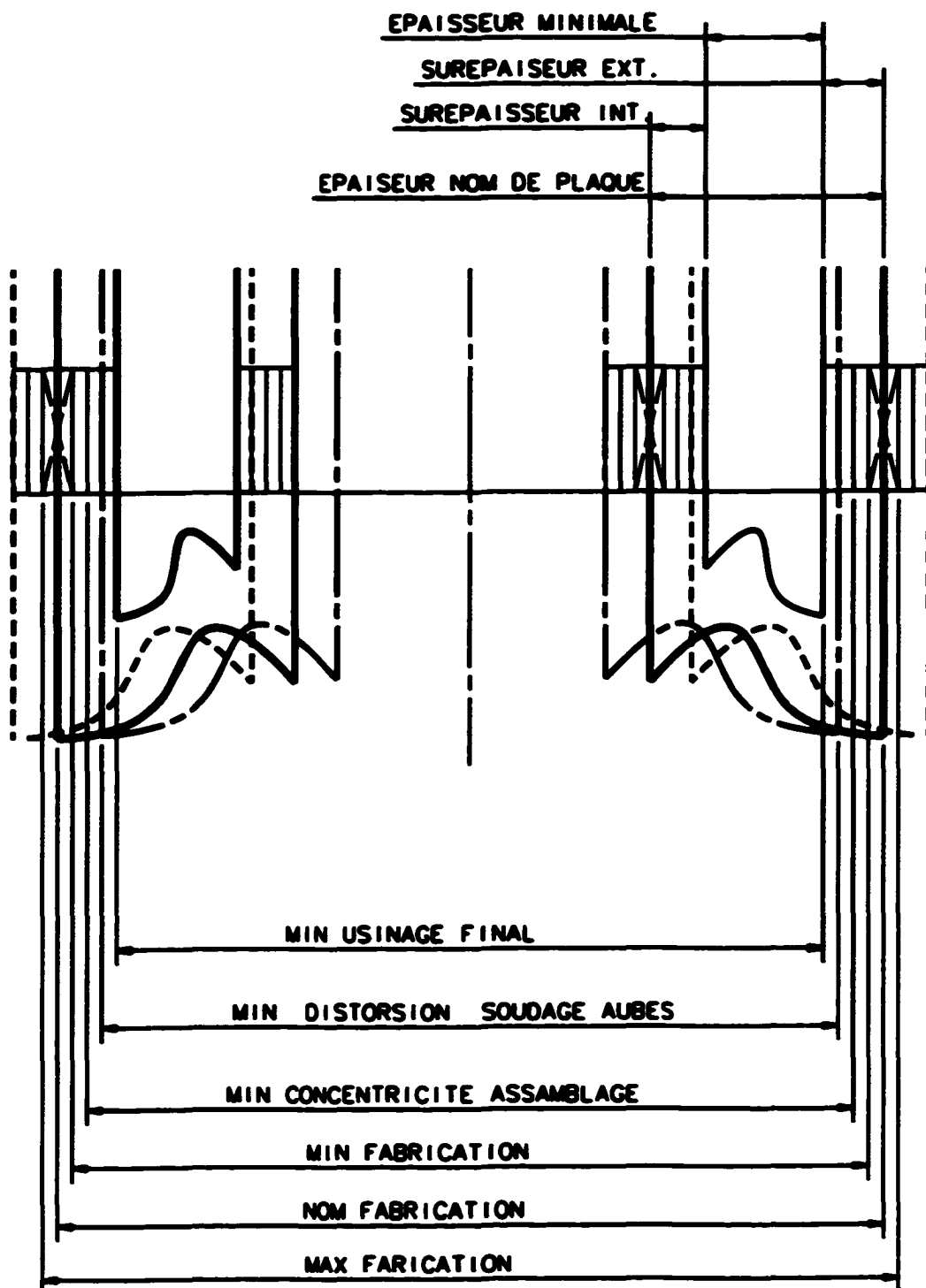


Figure 47. Épaisseur de plaque en fonction des tolérances

La Figure 47 montre les règles pour déterminer les surépaisseurs d'une couronne mécano-soudée. Ces règles sont expliquées dans les prochains paragraphes pour chaque partie de la couronne.

#### 1.- Joint intérieur d'étanchéité, joint extérieur et partie interne de la bride :

Ajouter une surépaisseur de chaque coté de la dimension nominale. Pour calculer cette surépaisseur, on additionne les tolérances énumérées ci-après :

- **Tolérance de fabrication de la pièce  $T_F$** : cette tolérance est sélectionnée, selon la table de tolérances utilisée par le fabricant, en fonction de la dimension linéaire qui, dans le cas de la couronne, est un diamètre ou une hauteur. Normalement, ces tolérances englobent toutes les variations qui peuvent arriver lors de la fabrication de la pièce (chaudronnerie, soudage, etc.). Le fabricant est tenu de respecter ces tolérances. Dans le cas où ces tolérances sont changées par des tolérances explicites sur le dessin, il faut évidemment respecter ces tolérances explicites.
- **Tolérance de ballotement lors de l'assemblage (run out)  $T_a$**  : La valeur de cette tolérance doit être la plus petite possible. On veut des roues concentriques et équilibrées! Comme il n'y pas de règle fixe pour déterminer cette valeur, nous (avis des experts) recommandons d'utiliser la valeur de 0.188 po en diamètre sauf pour les très petites roues. Pour le calcul des surépaisseurs, utiliser la tolérance radiale, c.-à-d. 0.094 po.
- **Tolérance de distorsion lors du soudage des aubes  $T_s$**  : présentement, il n'y a pas de règles précises pour calculer la déformation. Cependant nous pouvons estimer la valeur de cette déformation soit par expérience soit à l'aide des méthodes approximatives comme celle proposée à la section 3.9.10.

## CONCEPTION POUR FABRICATION

$$DT_v = 0.25 \text{ in.}$$

$$DT_1 = T_{fab} + T_a + T_s + T_u$$

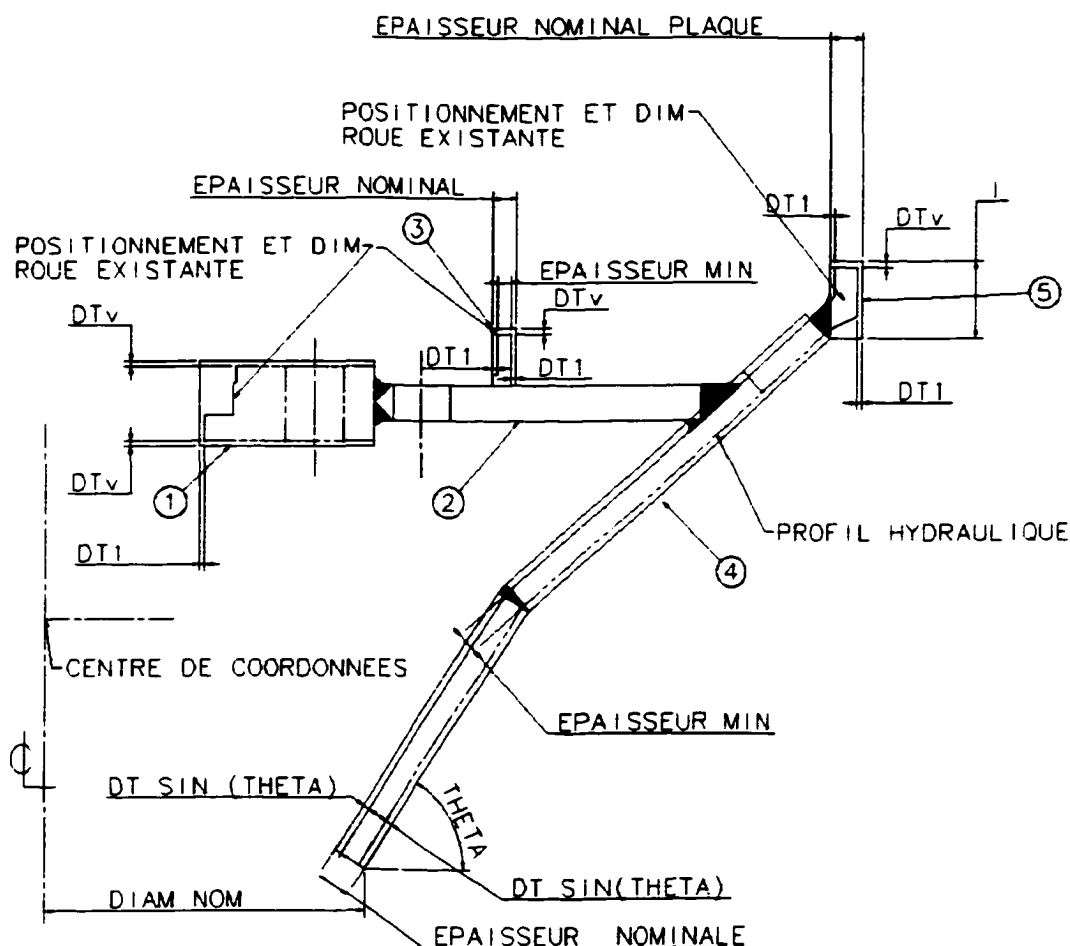


Figure 48. Surépaisseurs d'une couronne mécano-soudée

• **Tolérance d'usinage finale  $T_u$** : Il faut être certain qu'il y aura suffisamment de matériaux pour usiner la pièce aux dimensions finales. Pour ce faire, on utilise les tolérances standard d'usinage développées par le fabricant. Si des tolérances explicites sont employées, il faut respecter ces tolérances. La surépaisseur à ajouter est donnée par l'expression suivante :

$$\text{Surépaisseur} = T_f + T_s + T_s + T_u$$

2.- Partie conique : la surépaisseur de cette partie est égale à  $t \cdot \sin(\theta)$ .  $\theta$  est l'angle du cône avec l'axe horizontal. Cette surépaisseur doit être ajoutée à chaque côté de l'épaisseur minimale calculé analytiquement. La Figure 48 montre un agencement typique avec les surépaisseurs.

### 3.9.8 Tolérances

En principe, la couronne doit être insensible à la variation des matériaux, à la variation dans la manufacture et à la variation des conditions d'opération. Cependant, la variabilité est quelque chose qu'on ne peut pas éviter: c'est une réalité que l'on doit bien comprendre. Surtout, il ne faut pas penser qu'en serrant les tolérances nous allons éliminer la variabilité. Bien au contraire, si nous contractons les tolérances d'un procédé qui possède des capacités limitées, nous allons augmenter la quantité de rebut et de réparations. Pour sélectionner correctement les tolérances, il faut d'abord se familiariser avec le procédé de fabrication et connaître ses capacités.

En général, chaque entreprise doit développer ses propres tolérances en respectant la capacité de ses machines et de sa main d'œuvre. Cependant, lorsque l'entreprise a affaire à plusieurs fournisseurs qui ont des capacités différentes, il faut être très prudent dans la sélection des tolérances. Il faut demander des tolérances facilement respectées par n'importe quel fournisseur. Une tolérance mal choisie peut affecter les coûts et la qualité de la pièce.

Au tableau XII, nous présentons une idée des tolérances à être utilisées dans les cas de pièces mécano-soudées. Ces tolérances représentent l'avis des experts en fabrication. Dans ce tableau, il y a deux classes de précisions, la

classe A étant la plus précise et la classe B, la moins précise. Il va de soit que le coût augmente avec la précision. Il faut alors bien choisir la précision nécessaire selon les besoins réels.

**Tableau XII**

**Tolérances des fabrications mécano-soudées**

<b>Tolérances suggérées pour dimensions linéaires (pouce)</b>								
<b>Classe</b>	<b>0 à 10</b>	<b>10 à 20</b>	<b>20 à 40</b>	<b>40 à 80</b>	<b>80 à 160</b>	<b>160 à 320</b>	<b>320 à 640</b>	<b>640 et plus</b>
<b>A</b>	0.0625	0.0625	0,0625	0,125	0,125	0,25	0,25	0,25
<b>B</b>	0.0625	0.0625	0,125	0,125	0,25	0,3125	0,375	0,5

### **3.9.9 Déformation**

Il y a plusieurs problèmes typiques liés au procédé de soudage. L'un des plus insidieux est la distorsion. Celle-ci est due à la non-uniformité de l'expansion et de la contraction du métal de base et du métal d'apport pendant le chauffage et le refroidissement qui ont lieu lors du soudage. Le retrait du métal lors du soudage dépend de plusieurs variables telles que la résistance mécanique, le module de Young et le coefficient d'expansion thermique. La valeur de ces variables change avec la température, ce qui rend difficile la prédiction de la distorsion. Le concepteur doit avoir une idée de la valeur de ces variables dans le but d'estimer la distorsion possible lors du soudage.

Dans une soudure, le métal d'apport se trouve dans son état d'expansion maximale au moment où il vient juste de solidifier et fusionner avec le métal de base. À ce moment, il occupe le volume maximal solide. Mais, à mesure que la température diminue, le volume de la soudure tend à diminuer pour occuper le volume normal à la température plus basse. Toutefois, le métal de base l'en

empêche. Des contraintes internes se développent et éventuellement, elles arrivent à la limite élastique. À ce moment, le métal se rétrécit ou s'étire produisant une déformation selon son degré de restriction.

La soudure à l'interface jonction-plafond peut produire une déformation transversale importante à cause du volume imposant de la soudure. Le volume de la soudure dépend de l'écartement à la racine du joint et de l'épaisseur ( $t$ ) des plaques à souder. Le diamètre de la section conique peut diminuer et produire une déformation locale importante. Pour pallier ce problème, on doit ajouter à la section conique une certaine surépaisseur qui compensera pour la déformation localisée.

Comme il n'y a pas de méthode précise de calcul du retrait de métal lors de l'opération de soudage, nous proposons d'utiliser tout simplement la distorsion calculée sur un joint en T et par la suite, ajuster cette valeur de sorte à refléter la capacité du procédé de fabrication et être ainsi plus réaliste.

La contraction transversale (Figure 49) pour un joint en T est donnée par la relation empirique suivante [18] :

$$DEFORMATION = 0.1 * \frac{A_t}{t} \quad (3.27) \text{ et}$$

$$A_t = A + B + C + D + E$$

où

$A_t$  = aire totale de la soudure et

$t$  = épaisseur de la soudure.



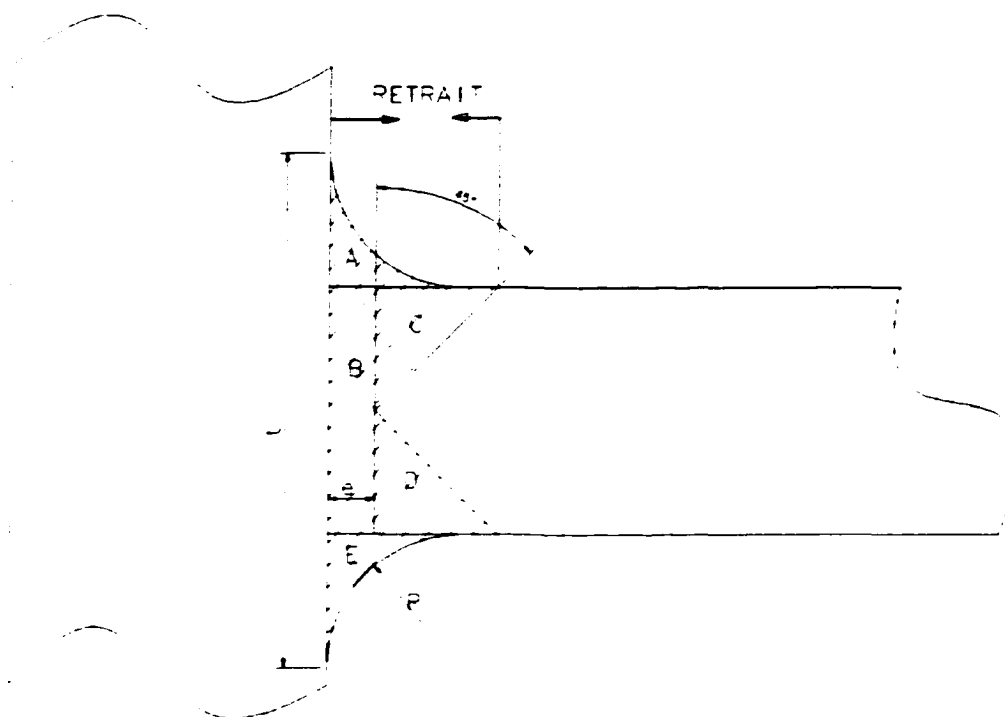


Figure 49. Déformation causée par le retrait du métal fondu

### 3.10 Estimation des coûts d'une couronne mécano soudée

Il a plusieurs méthodes pour estimer les coûts d'une fabrication : les relations de capacités ou facteur de taille, les ratios analytiques, les ratios détaillés, les coûts unitaires, etc. Le choix de la méthode dépend du besoin de l'estimation et évidemment de l'information disponible. Par exemple, si l'on a besoin d'un estimé pour une soumission, il faut utiliser une méthode qui donne les coûts avec une bonne précision, généralement de l'ordre de plus ou moins 5 à 10 pour cent. Par contre, si l'on veut seulement savoir si une alternative de design est relativement moins cher qu'une autre, alors on peut utiliser une méthode simplifiée contenant seulement les variables importantes ou d'intérêt.

Au stade de la conception d'une couronne, les estimés des coûts servent seulement à faire une comparaison entre deux ou plusieurs conceptions. Alors,

on peut utiliser une méthode simplifiée qui fait ressortir l'influence relative des variables principales qui génèrent des coûts, c.-à-d. les matériaux, le soudage, l'usinage.

### PROCESSUS D'OPTIMISATION D'UNE CONCEPTION

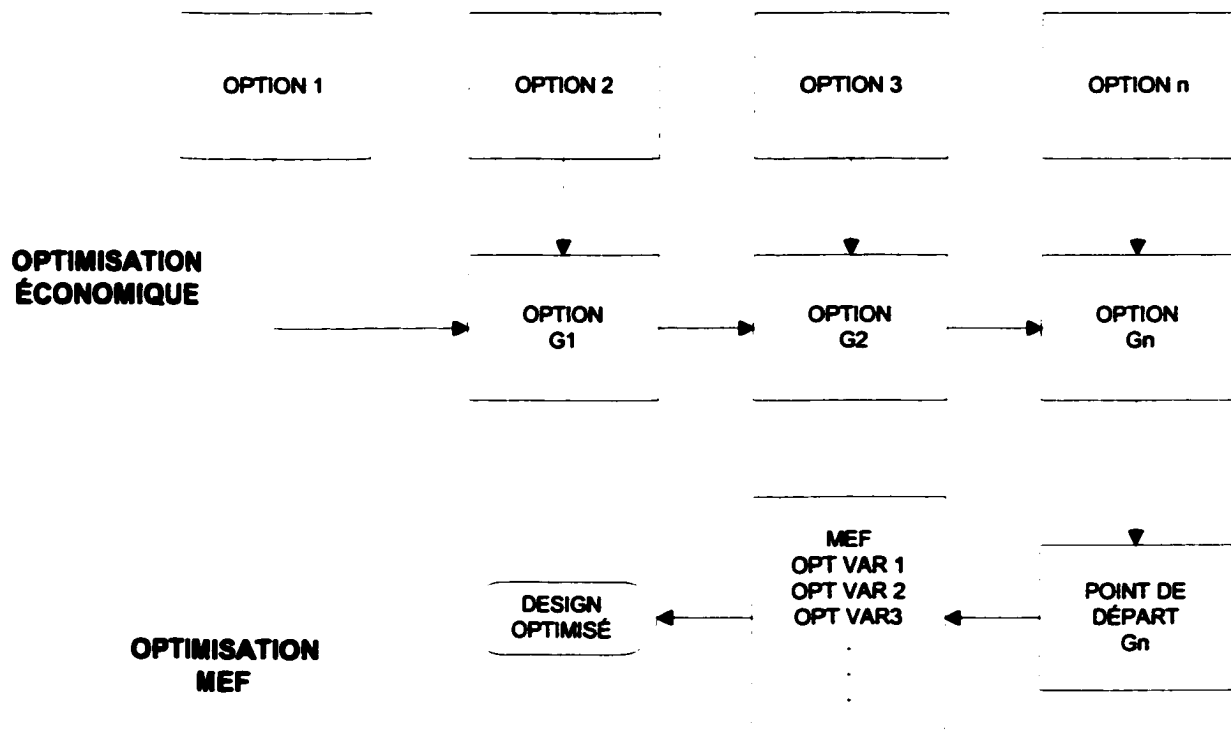


Figure 50. Processus d'optimisation

Il faut mentionner ici que lorsque l'on construit une fonction coût, les valeurs des différents paramètres utilisés dans la fonction sont valables seulement pour l'atelier ou la région pour laquelle on bâtit la fonction. Par exemple, les taux horaires utilisés tiennent compte des coûts directs et indirects valables seulement pour un atelier ou une région. Les estimés obtenus de cette façon donnent au concepteur une bonne idée du coût de fabrication d'une couronne à

cet atelier ou dans une région particulière. Il peut, par la suite, faire une comparaison binaire entre les différentes options et choisir la plus favorable du point de vue coût. La topologie la moins chère sera optimisée plus tard par des analyse avec des éléments finis (voir schéma du processus d'optimisation à la Figure 50).

Nous présentons ci-dessous la formulation utilisée pour estimer les coûts d'une couronne mécano-soudée. Il est à remarquer que même si la formulation présentée est adaptée pour notre cas spécifique, il s'agit d'une formulation générale applicable à toute fabrication mécano-soudée.

**COÛT COURONNE MÉCANO - SOUDÉE = COÛT MATÉRIAUX + COÛT SOUDAGE + COÛT DUSINAGE**

### **1- Estimation du coût des matériaux**

**COÛT TOTAL DU MATÉRIAU = POIDS DU MATÉRIAU (lb) \* COÛT DU MATÉRIAU (\$/lb)**

**NOTE :** Dans le calcul du poids, pour chaque matériau, on peut ajouter le poids du rebut qui reste dans l'ébauche après avoir découpé le profil de la pièce à fabriquer. Ceci donne une meilleure précision, mais il est plus long à calculer. Il faut faire un développement pour chaque pièce et ensuite faire un « nesting » de sorte à optimiser l'utilisation des matériaux. Il faut par la suite calculer les coûts associés au soudage supplémentaire et les possibles coûts d'inspection des soudures. Dans le cas de couronnes, il est fort probable que la façon la plus économique de faire la fabrication est l'utilisation d'un nombre minimal de morceaux, soit généralement un ou deux morceaux. Ceci est dû au très haut coût du soudage.

## 2- Estimation du coût du soudage

Nous pouvons calculer les coûts du soudage de façon simplifiée. Pour chaque matériau, nous faisons le calcul suivant :

COÛT TOTAL DU SOUDAGE = (MAIN D'OEUVRE + FRAIS GÉNÉRAUX ) + COÛT DE LA SOUDURE

MAIN D'OEUVRE + FRAIS GÉNÉRAUX PAR TRAVAIL =

$$\frac{\text{POIDS À DÉPOSER (LB)} * (\text{MAIN D'OEUVRE} + \text{FRAIS GÉNÉRAUX } (\$/\text{HR}))}{\text{TAUX DE DÉPOSITION} * \text{FO}}$$

$$\text{FACTEUR D'OPÉRATION (FO)} = \frac{\text{TEMPS DARC}}{(\text{TEMPS DARC} + \text{TEMPS D'ARRÊT})}$$

COÛT DE LA SOUDURE = POIDS A DÉPOSER \* COÛT DE CONSOMMATION

NOTE : Dans les coûts de consommation, nous avons inclus la soudure et toute autre charge comme l'électricité et le gaz protecteur.

## 3- Estimation des coûts d'usinage

De façon analogue à celle utilisée précédemment, nous pouvons estimer le coût d'usinage comme suit :

$$\text{COÛTS D'USINAGE} = \frac{\text{POIDS TOTAL À ENLEVER (LB)} * (\text{MAIN D'OEUVRE} + \text{FRAIS GÉNÉRAUX})}{\text{VITESSE DE COUPE (LB/HR)} * \text{FO}}$$

$$\text{FACTEUR D'OPÉRATION (FO)} = \frac{\text{TEMPS DE COUPE}}{(\text{TEMPS DE COUPE} + \text{TEMPS D'ARRÊT})}$$

Dans ce chapitre, nous avons présenté la méthodologie de conception d'une couronne mécano-soudée. Au chapitre 4, nous présenterons un exemple de conception par coulée et un exemple de conception mécano-soudée.

## CHAPITRE 4

### ÉTUDE COMPARATIVE ENTRE LES MÉTHODES DE CONCEPTION PAR COULÉE ET MÉCANO-SOUDÉE

Au chapitre 2 et 3 nous avons présenté la méthodologie et les règles de conception d'une couronne par la méthode coulée et la méthode mécano-soudée. Pour faire le point, nous présentons dans ce dernier chapitre deux exemples de conception assistée par ordinateur (CAO) d'une couronne. Le premier par la méthode des coulées et le deuxième par la méthode mécano-soudée. De plus à la section 4.5, nous ferons une étude comparative des deux approches.

#### 4.1 Exemple de conception d'une couronne coulée

##### 4.1.1 Profil hydraulique du prototype

Pour commencer la conception d'une couronne, nous devons importer dans l'environnement de travail de IDEAS® le profil hydraulique qui représente le passage de l'eau du *modèle* et qui a été conçu par le concepteur hydraulicien. Le profil est mis à l'échelle du *prototype* (Figure 51). Le facteur d'échelle est déterminé comme suit : Facteur d'échelle =  $d_g$  (prototype) /  $d_g$  (modèle)

$d_g$  = diamètre le plus petit du passage de l'eau nommé diamètre de gorge

Figure 51. Profil hydraulique du prototype

### 4.1.2 Conception de la géométrie du plafond

La conception du plafond consiste à choisir une épaisseur selon des règles empiriques qui sont les résultats des études statistiques et/ou l'avis des experts. L'épaisseur du plafond est fortement corrélée avec le diamètre de gorge, la chute et l'épaisseur maximale de l'aube. La Figure 52 montre le plafond, la ceinture ainsi que le profil projeté de l'aube. On peut aussi y apprécier la forme de soucoupe du plafond. La Figure 52 représente une coupe 3D à 270 degrés du plafond et de la ceinture.

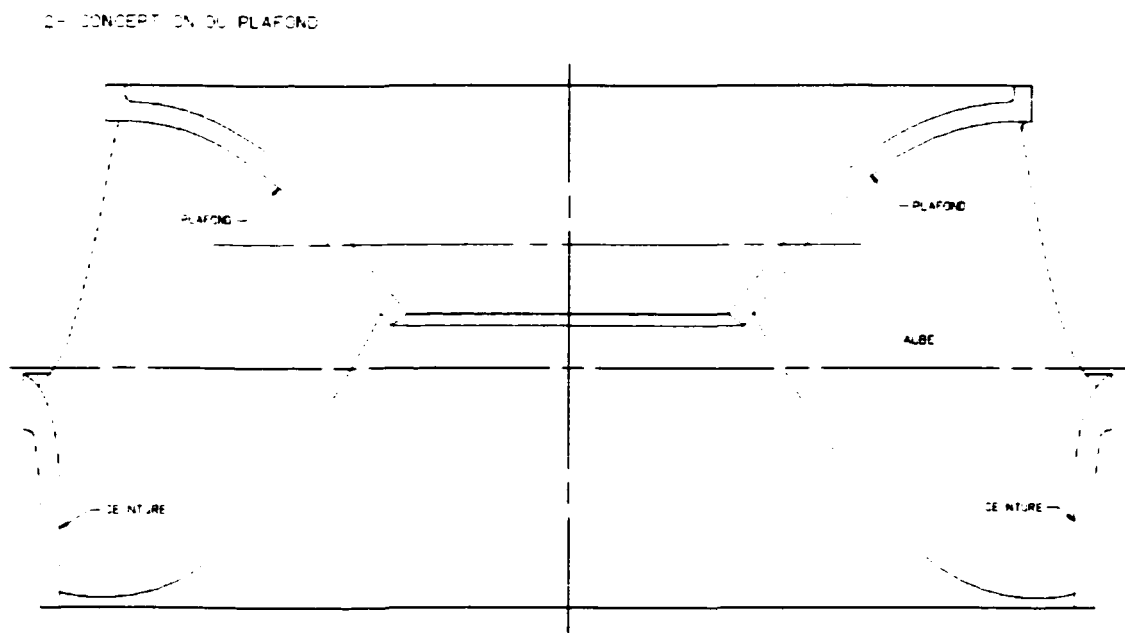


Figure 52. Conception du plafond selon des règles empiriques

### 4.1.3 Conception de la bride

La bride est conçue selon la norme ANSI/IEEE std 810-1987 pour les arbres forgés. Toutes les dimensions de la bride y sont tabulées en fonction du diamètre nominal de l'arbre. La bride de la couronne est exactement pareille à celle de l'arbre. L'élévation de cette bride doit être la plus basse possible tout en laissant

suffisamment d'espace pour l'outillage nécessaire pour assembler les boulons d'accouplement. Voir Figure 53.

### 3- CONCEPTION DE LA BRIDE

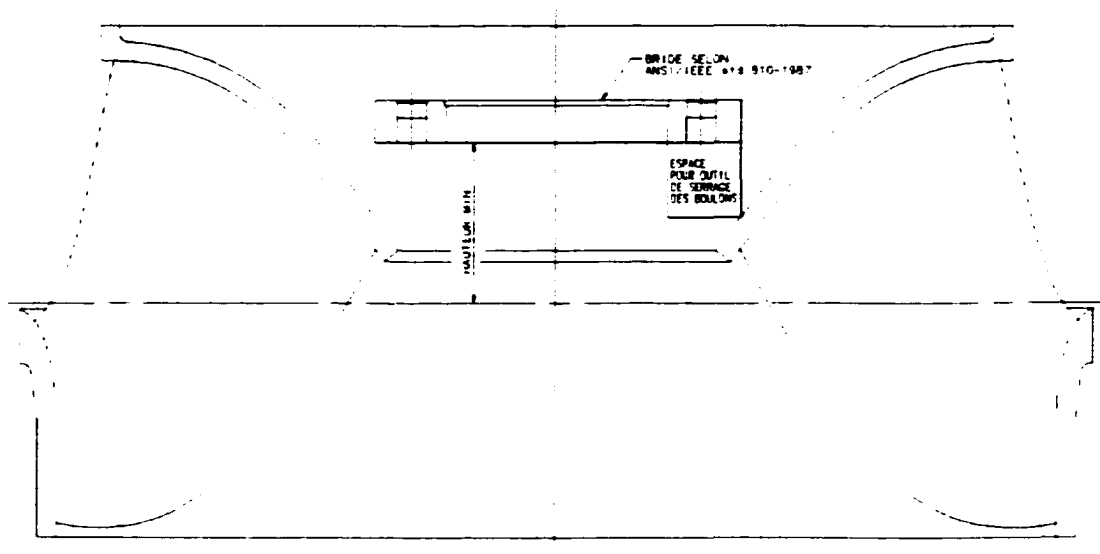


Figure 53. Conception de la bride selon norme ANSI/IEEE std 810-1987

#### 4.1.4 Conception de la jonction bride-plafond

La jonction bride-plafond sert à unir la bride avec le plafond. Elle peut être horizontale ou inclinée en forme de cône. La forme de cette jonction est choisie selon la méthode de fabrication. Dans le cas d'une coulée, la jonction est très épaisse près de la bride et plus mince près du plafond de sorte à éviter, autant que possible, les changements brusques de section. Le résultat est une section conique d'épaisseur variable. Il faut prêter une attention particulière à la zone à l'intérieur du cercle A (Figure 54). Cette zone ne doit pas être trop massive parce que le refroidissement de cette zone serait trop lent produisant des défauts de retrait et des inclusions qui sont à éviter.



## 4- CONCEPTION DE LA JONCTION BRIDE-PLAFOND

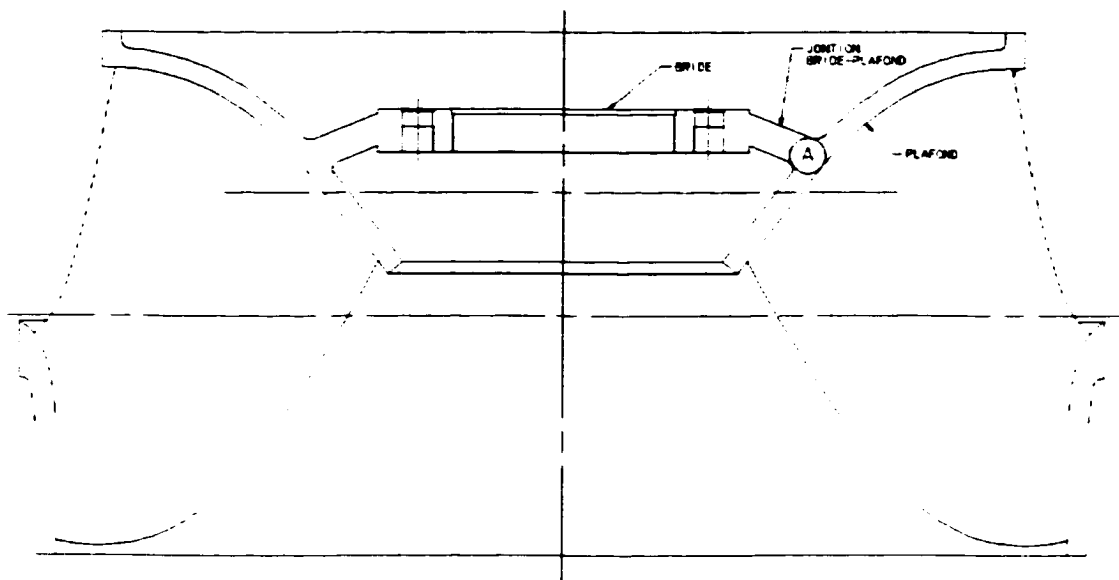
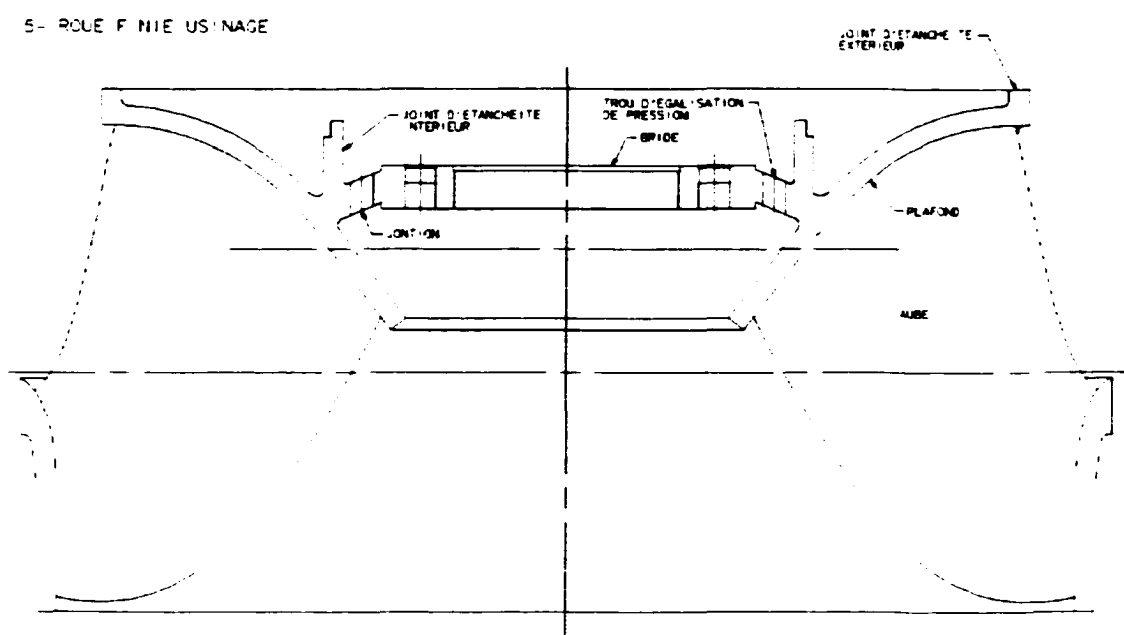


Figure 54. Conception de la jonction bride-plafond

## 4.1.5 Trous d'égalisation de pression et du joint intérieur

On finalise la conception en ajoutant les trous d'égalisation de pression ainsi que le joint d'étanchéité intérieur selon la méthode décrite au chapitre deux portant sur la conception d'une coulée. Nous rappelons ici que les trous ainsi que le joint doivent être localisés le plus proche possible du centre de la couronne pour éviter d'augmenter la pression causée par l'effet centrifuge de l'eau au-dessus de la couronne. La Figure 55 montre le résultat final de la conception de la roue. On y montre la couronne, la ceinture et la position de l'aubage. Le contour de la couronne et celui de la ceinture sont utilisés ultérieurement pour construire un modèle 3D d'éléments finis pour faire des analyses de contraintes et de déplacements.



**Figure 55. Conception des trous d'égalisation de pression et du joint intérieur**

## 4.2 Exemple de conception de la couronne mécano-soudée

### 4.2.1 Le profil hydraulique du prototype

Le principe de conception est le même que celui employé pour les coulées; c'est-à-dire qu'on importe sur IDEAS le profil du modèle en le mettant à la bonne échelle. La différence se situe au niveau de la forme du profil : Il est créé spécialement pour la fabrication mécano-soudée. La Figure 56 montre un profil du passage de l'eau composé de trois sections coniques. Ces sections seront fabriquées à partir des plaques roulées en formes de cône et soudées ensemble.

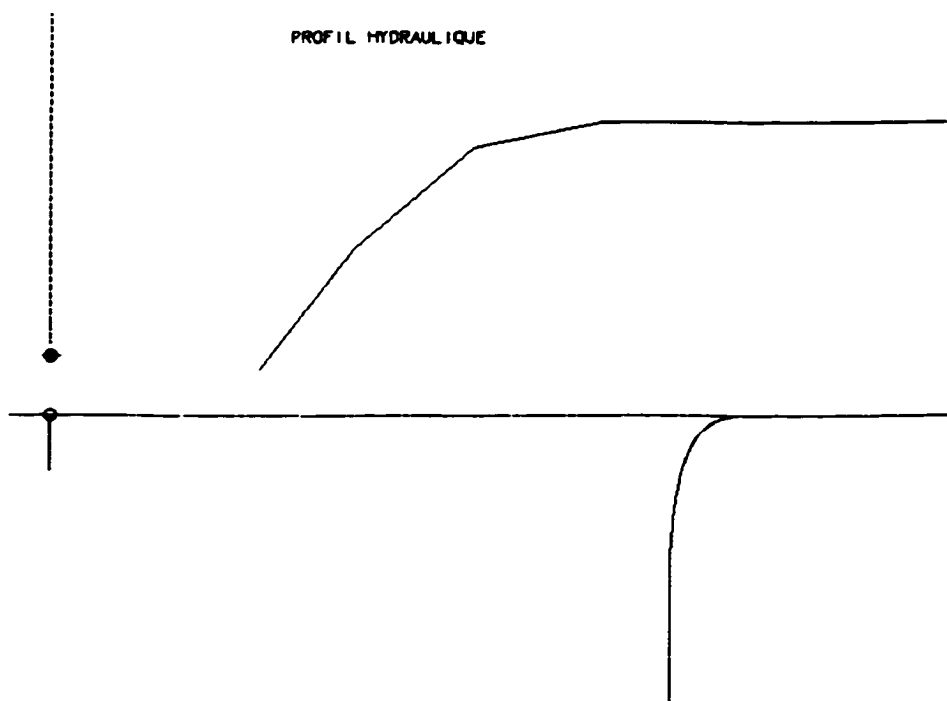


Figure 56. Profil hydraulique d'une couronne à trois sections coniques

### 4.2.2 Conception du plafond

La conception du plafond consiste à déterminer l'épaisseur des plaques à utiliser pour fabriquer les cônes selon la méthode expliquée au chapitre trois. Chaque section conique est fabriquée en deux moitiés qui sont par la suite soudées ensemble. Les cônes ainsi formés sont à leur tour soudés ensemble pour former une couronne telle que celle montrée à la Figure 57. Toutes les soudures sur le plafond sont à pénétration complète. Les plaques sont en acier inoxydable à basse teneur en carbone, comme par exemple le 304 L.

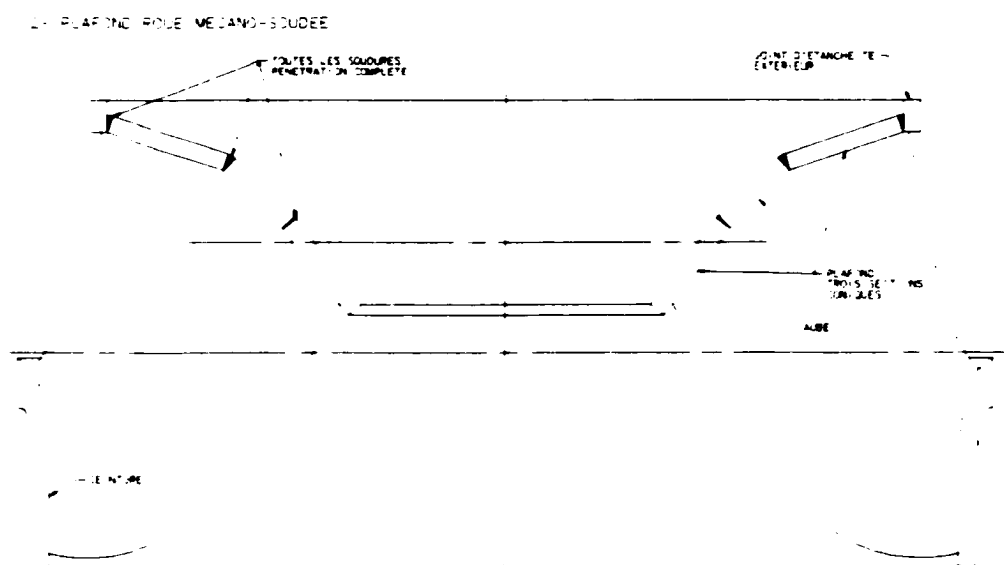


Figure 57. Roue Francis avec couronne mécano-soudée à trois cônes

### 4.2.3 Conception de la bride

La bride est conçue selon la norme ANSI/IEEE std 810-1987. Le principe est exactement le même que celui utilisé pour les coulées.

## 3- CONCEPTION BR DE COURONNE MECANO-SOUDEE

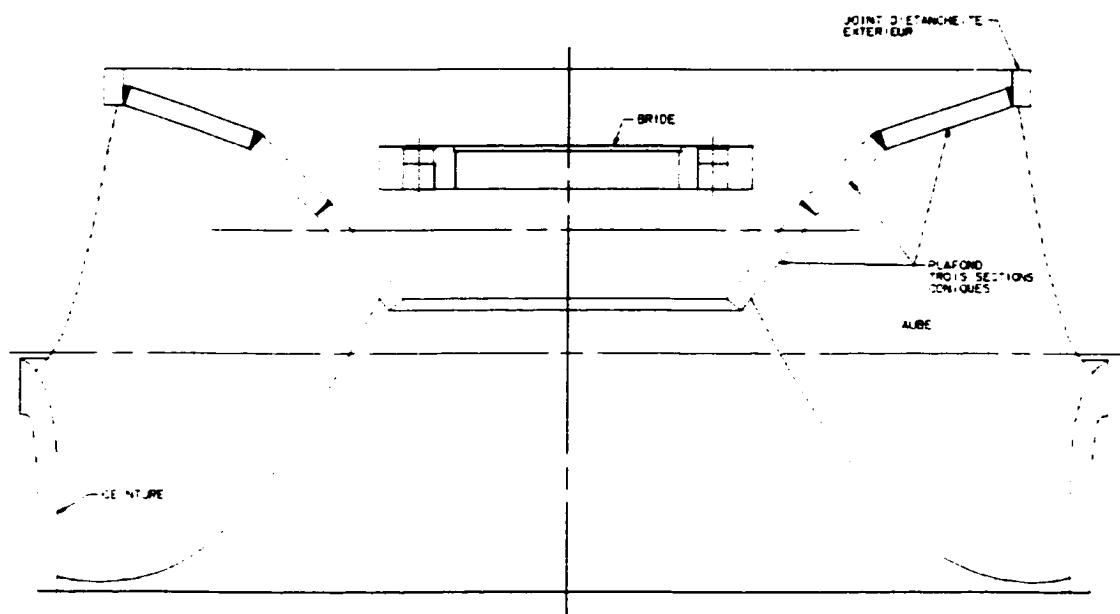


Figure 58. Roue Francis mécano-soudée. Détail de la bride

## 4.2.4 Conception de la jonction bride-plafond

La jonction bride-plafond est une rondelle d'épaisseur uniforme placée de façon concentrique avec la bride. Voir Figure 59. Dans cet exemple, nous avons utilisé une rondelle pour la bride et une autre pour la jonction, parce que la bride était trop épaisse rendant très difficile la soudure au point A à cause de la différence d'épaisseur des plaques. Cependant, lorsque l'épaisseur de la bride le permet, nous pouvons utiliser une seule rondelle pour la bride et la jonction.

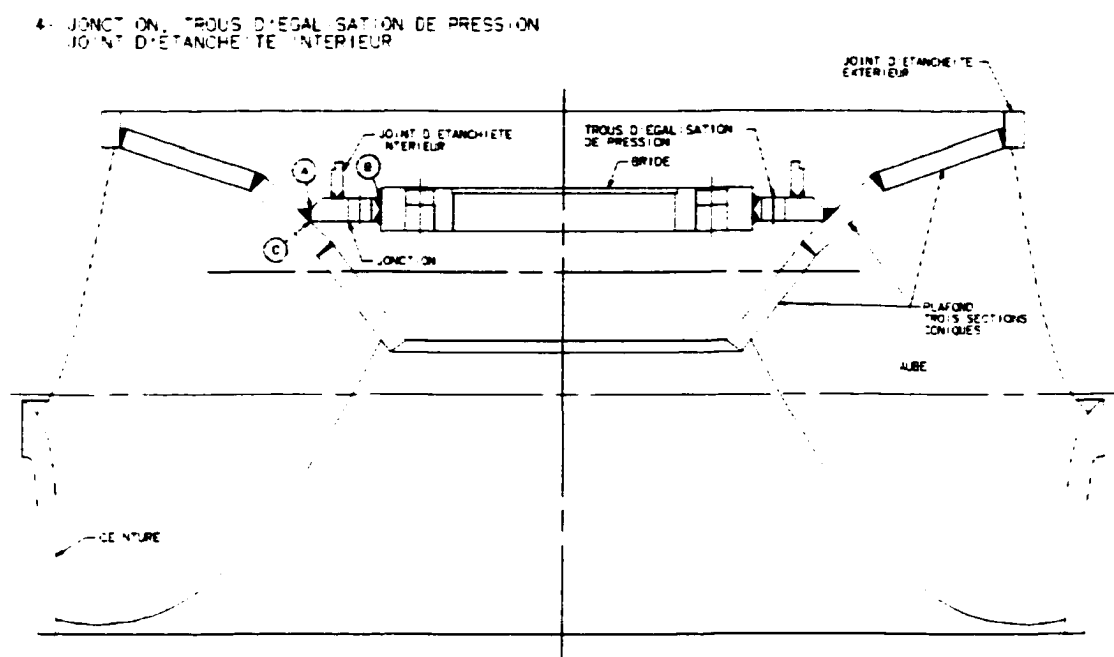


Figure 59. Couronne mécano-soudée en acier ASTM A240 UNS 30403

#### 4.2.5 Les trous d'égalisation de pression et le joint intérieur

La conception des trous d'égalisation de pression et du joint intérieur se fait selon les critères expliqués au chapitre 3. Principalement, il faut retenir que ces trous d'égalisation de pression doivent être suffisamment grands pour assurer un drainage approprié de l'eau de fuite. Pour ce qui est du joint intérieur d'étanchéité, nous avons utilisé un cylindre de un pouce d'épaisseur soudé à la jonction. Il est localisé très proche des trous d'égalisation de pression pour diminuer la pression induite par la rotation (Figure 59). La soudure est à pénétration partielle parce que le chargement de ce joint est très minime.

#### 4.3 Cycle de manufacturier d'une couronne

On peut définir le cycle manufacturier d'une couronne comme étant le temps écoulé entre le moment de la réception de la commande et le moment où la couronne est livrée pour l'assemblage final de la roue. Ce cycle peut être divisé

en 3 processus : le processus d'ingénierie, le processus de soumission, le processus d'approvisionnement.

Le processus d'ingénierie, d'une durée de 2 semaines, comprend la conception de la couronne et la génération des dessins nécessaires pour entamer le processus d'approvisionnement. La conception enveloppe la conception hydraulique et la conception mécanique.

Le processus de soumission ou sélection du fournisseur dure environ deux semaines. Ce processus consiste à transmettre les informations nécessaires aux soumissionnaires et à évaluer leur capacité de livraison. Le choix final est basé sur le prix et sur le délai de livraison. De plus, une considération spéciale est accordée à la réputation du client. Cette dernière considération est parfois très difficile à exécuter dans un contexte mondial comme celui d'aujourd'hui.

Le processus d'approvisionnement consiste à placer la commande pour un prix et un délai fixé d'avance. Ce processus commence au moment où la commande est placée et finit lorsque la pièce est livrée.

Lorsque la couronne est mécano-soudée, le fournisseur choisi reçoit la commande et démarre son propre processus d'achat des matières premières. Dans ce cas, il faut prévoir un temps mort de 8 semaines avant d'avoir les plaques coupées et prêtes à être formées. Également, il faut prévoir un délai de 6 semaines pour former les viroles et les cylindres et finalement les assembler en soudant les parties coniques et cylindriques ensemble. Le cycle de fabrication de la couronne, qui débute au moment où l'on place la commande et finit au moment de sa livraison, est de 14 semaines. Ce cycle est comprimé au maximum. De sorte que si nous voulons le réduire davantage, il faudra s'attaquer

au temps mort ou d'attente des plaques. Il faudra, à ce moment là, stocker des plaques en tenant compte des coûts qu'une telle mesure engendrerait.

Dans le cas d'une coulée, le cycle d'ingénierie et de recherche des fournisseurs est le même que pour le cas d'une couronne mécano-soudée, soit 2 semaines pour l'ingénierie et 2 pour la soumission. Cependant, une fois placée la commande, le cycle de fabrication de la coulée peut aller jusqu'à 30 semaines et plus. Il faut cependant remarquer que c'est pendant la conjoncture actuelle que le cycle des coulées est extrêmement long. Nous traversons un moment de grande demande pour les coulées d'aciers inoxydable. Mais cette tendance peut changer éventuellement si les conditions du marché changent; pour l'instant l'approche mécano-soudée est nettement supérieure à celui des coulées du point de vue cycle de fabrication.

Pour valider l'hypothèse que les coûts de fabrication des couronnes par méthode mécano-soudée sont plus bas et les cycles plus courts, nous avons fait la conception d'une couronne en utilisant la méthode de coulée. Nous avons utilisé une coulée du type ASTM CF-8 qui a une composition chimique et des propriétés mécaniques équivalentes à celles de l'acier en plaques ASTM 304L. Les résultats sont présentés dans le tableau XIII.

Pour cette couronne en particulier, le coût de fabrication de la couronne a baissé de 45%. Le coût relatif de la couronne coulée est de 4 \$CAN, et de 2.2 \$ CAN pour une couronne mécano-soudée. Les deux couronnes sont pré-usinées et prêtes pour l'assemblage de la roue.

Le cycle d'approvisionnement de la couronne coulée est de 30 semaines contre 15 pour la couronne mécano-soudée. Ceci représente une amélioration de 50 %.



**Tableau XIII**  
**Résultats de l'étude comparative (coulé - mécano-soudée)**

Procédé de coulée	Coût (\$) CAN	Coût du Patron	Total	Cycle (semaines.)
Couronne	3	1	4	30
Procédé mécano-soudée				
Couronne			2.2	15
Gain			1.8	15

Dans ce chapitre nous avons présenté un exemple de conception par la méthode des coulées et un exemple de conception par la méthode mécano-soudée. De plus, nous avons démontré que dans certains cas, le cycle et le coût d'une couronne mécano-soudée sont beaucoup plus avantageux et plus adaptés au marché de réparation des roues à cycle court. Pour finaliser nous présenterons dans les sections qui suivent les conclusions et recommandations de ce projet.

## **CONCLUSION**

L'objectif de ce projet était de trouver une forme alternative de fabrication permettant de réduire le cycle manufacturier des couronnes de roues Francis de petite et moyenne chutes de sorte à pouvoir s'attaquer au marché de réfection des roues à cycle court. Ce marché est très concurrenté et demande des cycles de l'ordre de 6 à 12 mois. Avec la méthode de fabrication par coulée, un cycle de l'ordre de 12 à 18 mois est imposé, ce qui est beaucoup trop long. De plus, le prix des coulées d'acier inoxydable a monté substantiellement dans les dernières années et il est trop haut pour ce marché.

Dans le but de réduire le cycle, nous avons établi une méthodologie de conception et de fabrication des couronnes par la méthode mécano-soudée. Le principe consiste à décomposer la géométrie complexe en éléments simples qui sont fabriqués individuellement et soudés ensemble par la suite.

Ce principe s'est avéré un succès du point de vue technique et économique. Avec la méthode mécano-soudée le cycle de fabrication de la couronne est passé de 30 semaines à 15 semaines; c'est-à-dire, une amélioration de 50 %. Pour ce qui est du coût de fabrication, on s'attend à avoir des économies de l'ordre de 20 % à 40 % si les conditions du marché se maintiennent.

L'activité critique dans le processus de fabrication d'une roue Francis est la couronne lorsque les pièces sont coulées. Mais, lorsque les roues sont mécano-soudées, ce la fabrication des aubes qui devient l'activité critique. Donc, si nous voulons raccourcir d'avantage le cycle total d'une roue, il faut s'attaquer à la fabrication des aubes.

Concernant la couronne, nous avons comprimé son cycle manufacturier au maximum sans stockage des plaques. Si nous voulons compresser d'avantage son cycle, il faudra stocker des plaques en acier inoxydable de sorte à éliminer leur temps d'attente pour les recevoir.

Les résultats de notre projet démontrent clairement que la conception et la fabrication par l'approche mécano-soudé a sa place sur le marché de réfection des roues à cycle court. Cependant, lorsque le client veut un profil hydraulique très performant ou lorsque le chargement de la roue exige l'utilisation d'épaisseurs trop importantes, la méthode mécano-soudée est inappropriée.

## **RECOMMANDATIONS**

Dans le but de continuer la réduction de cycle, nous recommandons de :

- **Rechercher d'autres méthodes de soudage dans l'optique d'augmenter la productivité. Par exemple passer de semi-automatique à automatique à l'aide d'un robot.**
- **S'attaquer à réduire le cycle et le coût de fabrication des aubes. Cette activité est devenue l'activité critique.**
- **Envisager le stockage des plaques. Pour ce faire, il faut faire une étude visant à déterminer quelles sont les épaisseurs les plus susceptibles d'être utilisées.**

## **ANNEXE A**

### **Modèle Axisymétrique**

# Calcul des contraintes et la déformation d'une couronne mécano-soudée

```

/BATCH
/COM,ANSYS RELEASE 5.3  UP010997      10:55:41  10/29/2000
/input,menust,tmp      .....,1
/FILNAM,Runner

```

```

! Loads
!1g, 14.5 rad/sec, 33,000 lb for blades and band,
! 196000 lb thrust, tan force 462220 lb, pressure over crown 14.7 psi
!runaway speed 29 rad/sec

```

```

/REPLOT
!*
KEYW,PR_SET,1
KEYW,PR_STRUC,1
KEYW,PR_THERM,0
KEYW,PR_ELMAG,0
KEYW,PR_FLUID,0
KEYW,PR_MULTI,0
KEYW,PR_CFD,0
KEYW,LSDYNA,0
/PMETH,OFF
! Element Type , REAL CONSTANTS
/PREP7
!*
ET,1,SHELL51
!*
!*
R,1,5.5,0,
!*
R,2,5.5,0,
!*
R,3,2,0,
!*
R,4,1,0,
!*
!*
UIMP,1,EX, , ,3e7,
UIMP,1,DENS, , ,0.00073463,
UIMP,1,NUXY, , ,0.3,
!*

```

```

K,1,38.1415,18.0524,,
K,2,18.2745,0,,
K,3,58.0086,36.0509,,
K,4,50.5548,29.2887,,
K,5,33.1350,33.0481,,
K,6,33.135,29.2881,,
K,7,23.4718,29.2881,,
K,8,10.4186,29.2881,,
K,9,58.0086,38.4675,,
LSTR, 8, 7
LSTR, 7, 6
LSTR, 5, 6
LSTR, 4, 3
LSTR, 3, 9
LSTR, 4, 1
LSTR, 1, 2
LSTR, 6, 4

```

**!Elements 1-5 thickness 5.5**

```

TYPE,1,
MAT,1,
REAL,1,
ESYS,0,

```

**!Elements 5-12 thickness 2.5**

```

LMESH, 1
LPLT
TYPE,1,
MAT,1,
REAL,2,
ESYS,0,

```

**!Elements 13-25 (cone)thickness 2.25**

```

FLST,2,2,4,ORDE,2
FITEM,2,2
FITEM,2,-3
LMESH,P51X
LPLT
TYPE,1,
MAT,1,
REAL,3,
ESYS,0,

```

**!Elements 26-28(joint) thickness 2.5**

```

FLST,2,3,4,ORDE,3

```

FITEM,2,4  
 FITEM,2,6  
 FITEM,2,-7  
 LMESH,P51X  
 LPLOT  
 TYPE,1,  
 MAT,1,  
 REAL,4,  
 ESYS,0,

!Elements 26-36 thickness 2.5

TYPE,1,  
 MAT,1,  
 REAL,2,  
 ESYS,0,  
 !\*  
 FLST,2,2,4,ORDE,2  
 FITEM,2,5  
 FITEM,2,8  
 LMESH,P51X  
 /SOLU  
 FINISH  
 /SOLU  
 FLST,2,1,1,ORDE,1  
 FITEM,2,1  
 D,P51X, ,0, , , ,ALL  
 FLST,2,1,1,ORDE,1  
 FITEM,2,14  
 F,P51X,FZ,462220,  
 FLST,2,1,1,ORDE,1  
 FITEM,2,25  
 F,P51X,FY,-229000,  
 ACEL,0,386,0,  
 OMEGA,0,14.5,0,0



# DETERMINATION DES EPAISSEURS MIN DES PLAQUES

STAT	CURRENT	CURRENT	CURRENT	CURRENT	CURRENT	CURRENT
ELEM	UX (po)	INT	UX (po)	SINT	UX (po)	SINT
1	-1.43E-05	13833	-8.67E-06	10560	-4.04E-06	11852
2	-3.97E-05	9580.4	-2.42E-05	7354.7	-1.15E-05	8166.6
3	-6.02E-05	7318.1	-3.70E-05	5655.8	-1.80E-05	6207.2
4	-7.80E-05	5932.5	-4.84E-05	4611	-2.42E-05	5004.1
5	-1.05E-04	13213	-6.61E-05	10465	-3.06E-05	4148.2
6	-1.38E-04	9199.8	-8.79E-05	7580.2	-3.70E-05	3537.6
7	-1.63E-04	6733.4	-1.05E-04	5772.2	-4.25E-05	3134.7
8	-1.83E-04	5246.1	-1.18E-04	4634	-4.71E-05	2851.4
9	-1.98E-04	4325.6	-1.28E-04	3907.4	-5.08E-05	2644.3
10	8.07E-03	7348.5	5.41E-03	4922.6	2.72E-03	2464.6
11	4.79E-03	4614.5	3.21E-03	3056.6	1.61E-03	1487.4
12	1.47E-03	2163	9.84E-04	1252.2	5.02E-04	547.6
13	8.89E-04	4081.3	8.37E-04	3849.3	6.23E-04	3019.1
14	2.50E-03	3322.1	2.27E-03	3092.7	1.59E-03	2357.7
15	3.30E-03	2959.5	2.96E-03	2725.3	2.02E-03	2026.6
16	3.76E-03	2764.5	3.35E-03	2516.6	2.24E-03	1813.9
17	4.08E-03	2669.8	3.60E-03	2406	2.37E-03	1682.7
18	-1.05E-03	7512.1 <8000	-9.08E-04	6777.8 <8000	-6.01E-04	4802.9 <8000
19	-2.06E-03	4481.1	-1.83E-03	4048.6	-1.24E-03	2838.2
20	-1.83E-03	1679	-1.60E-03	1503.7	-1.01E-03	1005
21	-6.44E-04	615.41	-4.95E-04	541.91	-9.92E-05	540.04
22	6.72E-04	2508.3	7.36E-04	2432.1	9.10E-04	2236.2
23	1.14E-03	1798.6	1.15E-03	1734	1.18E-03	1635.7
24	6.98E-04	711.45	6.90E-04	717.61	6.73E-04	736.06
25	7.31E-05	238.02	7.00E-05	239.11	6.17E-05	242.75
26	4.35E-03	2371.4	3.84E-03	2071.9	2.50E-03	1316.2
27	4.69E-03	2471.8	4.12E-03	2164.7	2.64E-03	1377
28	5.03E-03	2607.8	4.40E-03	2282.7	2.79E-03	1445.2
29	-2.04E-04	5342.6	-1.32E-04	4400.9	-5.19E-05	2677.9
30	-2.01E-04	4408.9	-1.31E-04	3717	-5.04E-05	2488.4
31	-1.99E-04	3554.9	-1.30E-04	3078.8	-4.93E-05	2283.1
32	-1.97E-04	3640.1	-1.30E-04	2671.7	-4.87E-05	2060.5
33	-1.97E-04	4403.6	-1.31E-04	3153.2	-4.88E-05	1975.3
34	-1.98E-04	5225.2	-1.34E-04	3693.2	-5.03E-05	2037.1
35	-2.01E-04	6223.6	-1.38E-04	4253.1	-5.34E-05	2103.4
36	-2.08E-04	8223.3	-1.46E-04	5250.9	-5.88E-05	2171.8
MINIMUM						
ELEM	19	25	19	25		
VALUE	-2.06E-03	238.02	-1.83E-03	239.11	-1.24E-03	242.75
MAXIMUM						
ELEM	10	1	10	1	28	1
VALUE	8.07E-03	13833	5.41E-03	10560	2.79E-03	11852
ADMISSIBLE	0.003	12000	0.006	12000	0.003	12000
BRIDE	5 POUCES		6 POUCES		5.5 POUCES	
JONCTION	2.5 POUCES		3 POUCES		5.5 POUCES	
CONE	2 POUCES		2 POUCES		2 POUCES	

## **ANNEXE B**

### **Exemple de calcul de la longueur d'un joint lisse**

## STRAIGHT SEAL COMPUTATION

## SQUARE-EDGED SEAL ENTRANCE

SEAL DIFFERENTIAL HEAD.... 139.00 M OF WATER  
 PRESSURE HEAD AT EXIT..... 0.00 M OF WATER  
 RADIUS CLEARANCE..... 3.4500 MM  
 RUNNER SEAL RADIUS..... 2.86 M  
 SHAFT ROTATION..... 133.33 RPM  
 SEAL OPERATING TEMP..... 15.0 C.DEG  
 TANGENTIAL REYNOLDS NUMBER 1.21E+05

SEAL LENGTH (MM)	LEAKAGE FLOW (CMS)	DISCHARGE COEFF	AXIAL REYNOLDS NUMBER	TORQUE COEFF	INCREASE TEMP (C.DEG)	LEAKAGE LOSS (MM)	FRICTIONAL LOSS (MM)	TOTAL LOSS (MM)
400.0	2.101	0.649	1.03E+05	1.92E-03	0.05	2.86E+00	4.38E-01	3.30E+00 C
AVITATION								
410.0	2.101	0.649	1.03E+05	1.92E-03	0.05	2.86E+00	4.49E-01	3.31E+00 C
AVITATION								
420.0	2.101	0.649	1.03E+05	1.92E-03	0.05	2.86E+00	4.60E-01	3.32E+00 C
AVITATION								
430.0	2.101	0.649	1.03E+05	1.92E-03	0.05	2.86E+00	4.71E-01	3.33E+00 C
AVITATION								
440.0	2.102	0.649	1.03E+05	1.92E-03	0.05	2.86E+00	4.82E-01	3.34E+00 C
AVITATION								
450.0	2.102	0.649	1.03E+05	1.92E-03	0.06	2.86E+00	4.93E-01	3.35E+00 C
AVITATION								
460.0	2.088	0.645	1.02E+05	1.92E-03	0.06	2.84E+00	5.02E-01	3.34E+00
470.0	2.070	0.640	1.01E+05	1.91E-03	0.06	2.82E+00	5.11E-01	3.33E+00
480.0	2.052	0.634	1.01E+05	1.90E-03	0.06	2.79E+00	5.19E-01	3.31E+00
.0	2.035	0.629	9.97E+04	1.89E-03	0.06	2.77E+00	5.27E-01	3.30E+00
500.0	2.018	0.624	9.89E+04	1.88E-03	0.06	2.75E+00	5.36E-01	3.28E+00
510.0	2.002	0.619	9.81E+04	1.87E-03	0.06	2.72E+00	5.44E-01	3.27E+00
520.0	1.986	0.614	9.73E+04	1.86E-03	0.07	2.70E+00	5.52E-01	3.25E+00
530.0	1.970	0.609	9.65E+04	1.86E-03	0.07	2.68E+00	5.60E-01	3.24E+00
540.0	1.955	0.604	9.58E+04	1.85E-03	0.07	2.66E+00	5.69E-01	3.23E+00
550.0	1.940	0.599	9.50E+04	1.84E-03	0.07	2.64E+00	5.77E-01	3.22E+00
560.0	1.925	0.595	9.43E+04	1.83E-03	0.07	2.62E+00	5.85E-01	3.20E+00
570.0	1.911	0.590	9.36E+04	1.83E-03	0.07	2.60E+00	5.93E-01	3.19E+00
580.0	1.896	0.586	9.29E+04	1.82E-03	0.08	2.58E+00	6.01E-01	3.18E+00
590.0	1.882	0.582	9.22E+04	1.81E-03	0.08	2.56E+00	6.09E-01	3.17E+00
600.0	1.869	0.578	9.16E+04	1.80E-03	0.08	2.54E+00	6.17E-01	3.16E+00

## **ANNEXE C**

### **Exemple de problème axisymétrique résolu par trois méthodes**

A fin de valider l'approche 2D axisymétrique proposée par Ansys®, nous avons pris un problème résolu par Roark et Young dans leur livre *Formulas for stress and strain* [19] et nous l'avons résolu, dans un premier temps, à l'aide d'un modèle 2D axisymétrique et deuxièmement par un modèle 3D. Finalement, nous avons comparé les différents résultats. Nous présentons ci-dessous la définition du problème ainsi que sa solution par les trois méthodes.

### 1-Definition du problème

Une plaque circulaire solide de 0.2 po. d'épaisseur et 20 po de diamètre est simplement appuyée le long de son bord extérieur et elle est soumise à une charge uniformément distribuée sur toute la surface de 3 lb/po<sup>2</sup>. La plaque est en acier et nous voulons savoir quel est le déplacement maximal au centre ainsi que la contrainte maximale. Utiliser les valeurs suivantes : module d'élasticité 30 000 000 lb/po<sup>2</sup> et le coefficient de poisson  $\nu = 0.285$ .

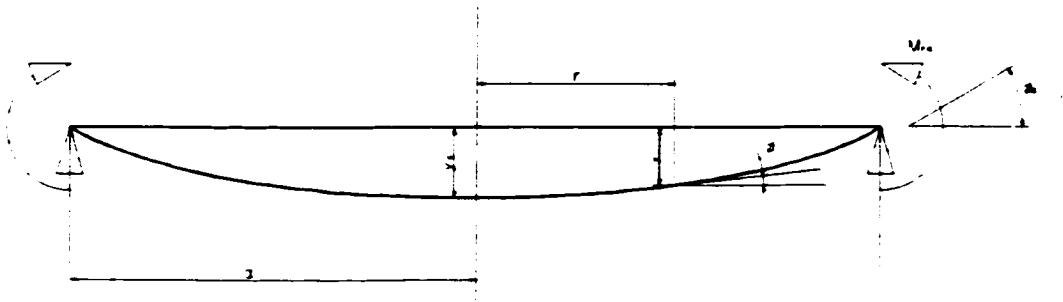
### 2- Solution selon les formules de Roark et Young

Ce problème correspond au cas 10a du tableau 24 du livre de Roark et que nous reproduisons ci-dessous :

La contrainte en flexion causée par le moment radial ou le moment tangential peut être calculée par  $\sigma = \frac{6M}{t^2}$  ; la constante de rigidité en flexion par unité de

longueur de la plaque par  $D = \frac{Et^3}{12(1+\nu^2)}$  ; la déflexion au centre par

$$y_c = \frac{-qa^4(5+\nu)}{64D(1+\nu)} \text{ et finalement le moment au centre par } M_c = \frac{qa^2(3+\nu)}{16}$$



Calcul de la constante de rigidité :  $D = \frac{30(10^6)(0.2^3)}{12(1-0.285^2)} = 21800 \text{ lb.po}$

Calcul de la déflexion au centre :  $y_c = \frac{-3(10^4)(5+0.0285)}{64(21800)(1+0.285)} = -0.0883 \text{ po}$

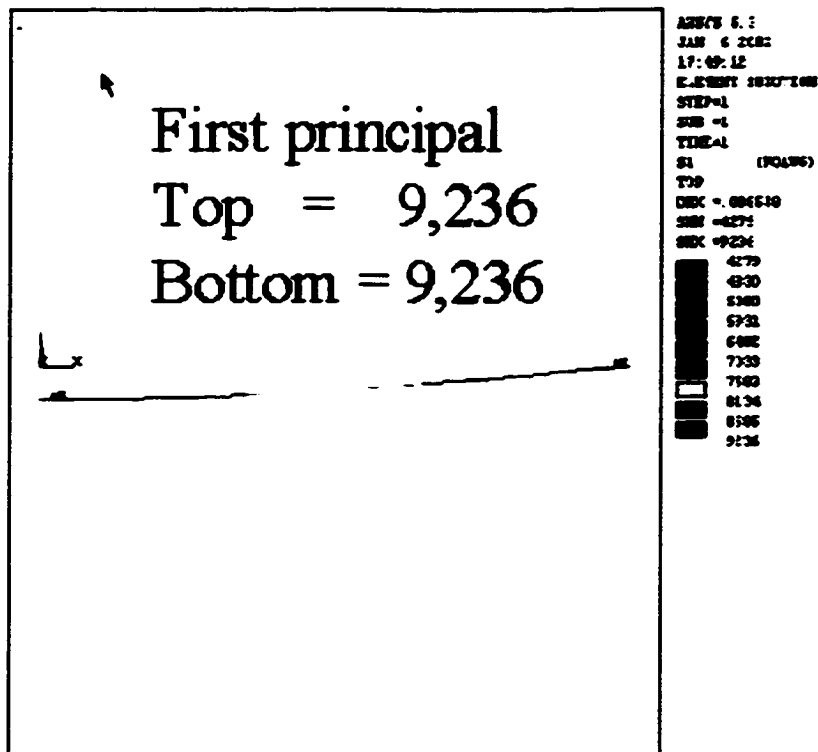
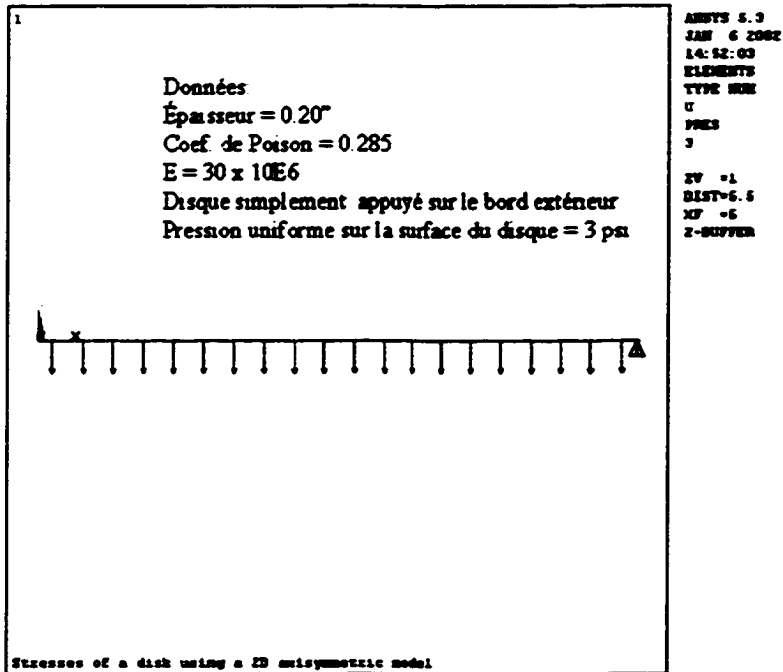
Calcul du moment maximum au centre :  $M_c = \frac{3(10^2)(3+0.285)}{16} = 61.6 \text{ lb-po/po}$

Calcul de la contrainte maximale au centre :  $\frac{6(61.6)}{0.2^2} = 9240 \text{ lb/po}^2$

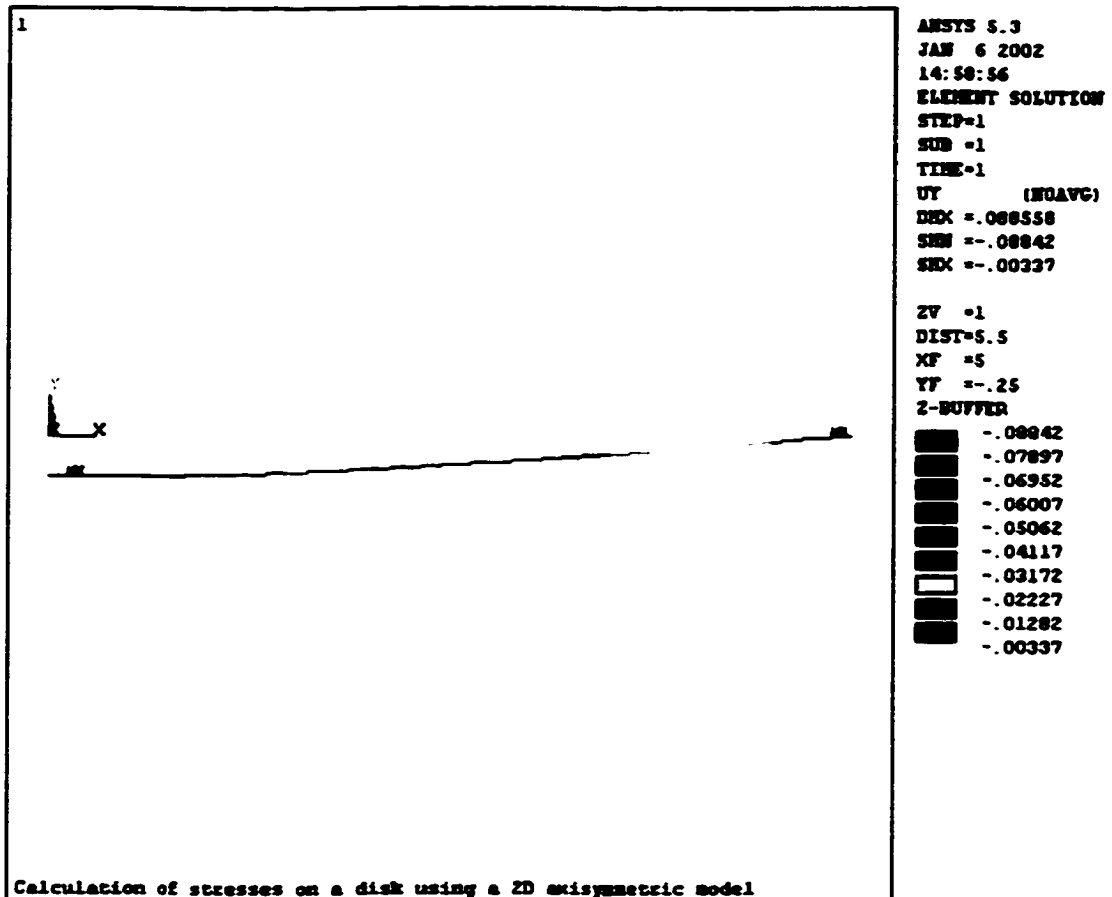
#### 4- Solution 2D axisymétrique

Nous avons construit un modèle 2D axisymétrique à l'aide du modelleur Ansys®. Nous avons construit le modèle en considérant la moitié du disque simplement appuyé sur le bord extérieur. La charge est constituée d'une force distribuée sur toute la surface. E et v sont les mêmes que ceux utilisé dans les formules. Le modèle et les résultats sont présentés sous forme de graphiques, ci-dessous.

## Modèle 2D Axisymétrique



## Déplacement dans Y (Max = -0.008842")



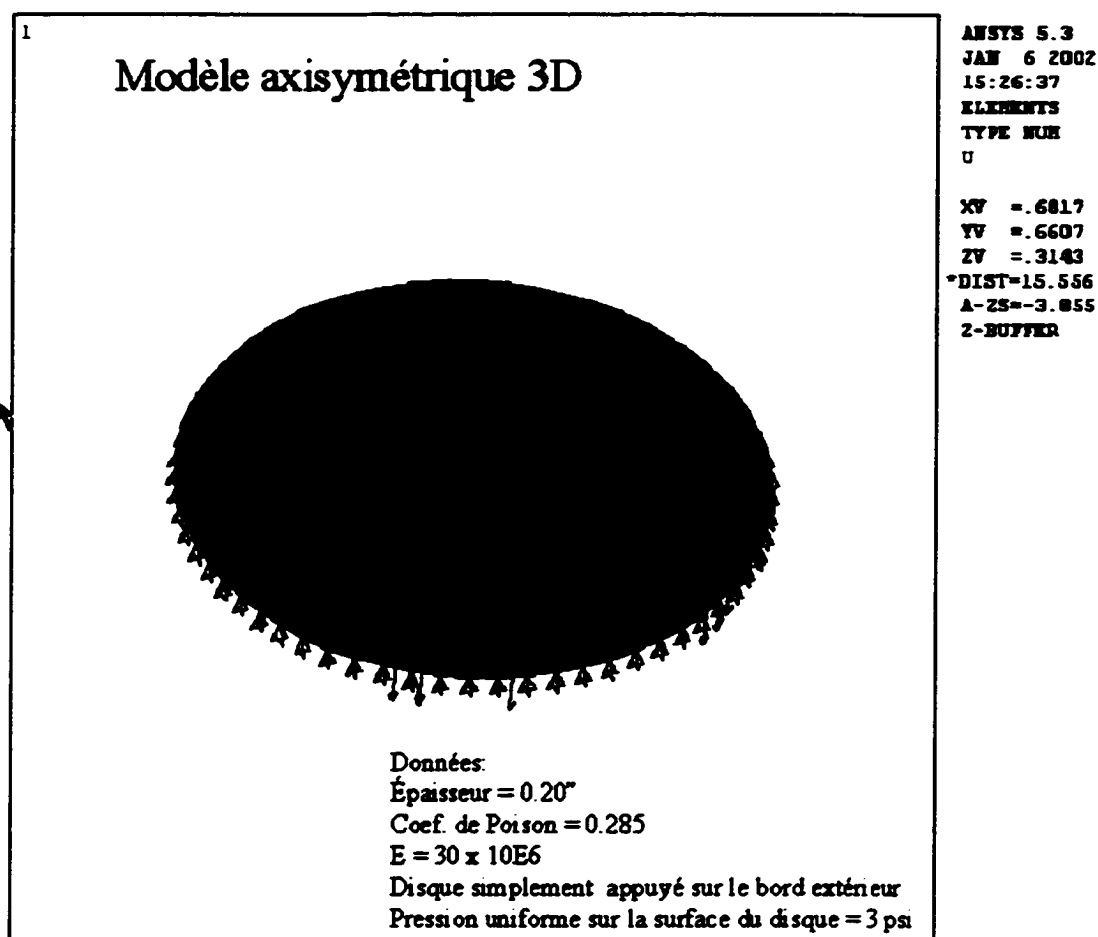
Nous pouvons constater que la précision est excellente :

Pour la contrainte la déviation est négligeable  $9240-9236 = 4$  lb. Même résultat pour la déflexion au centre :  $\text{abs}(0.0883 - 0.0884) = 0.0001$

### 3- Modèle 3D

Nous avons voulu savoir si un modèle 3D était plus précis. Alors nous avons construit un modèle 3D de la rondelle au complet. Les mêmes caractéristiques que dans les cas précédents. Le modèle et les résultats sont présentés dans les figures suivantes :



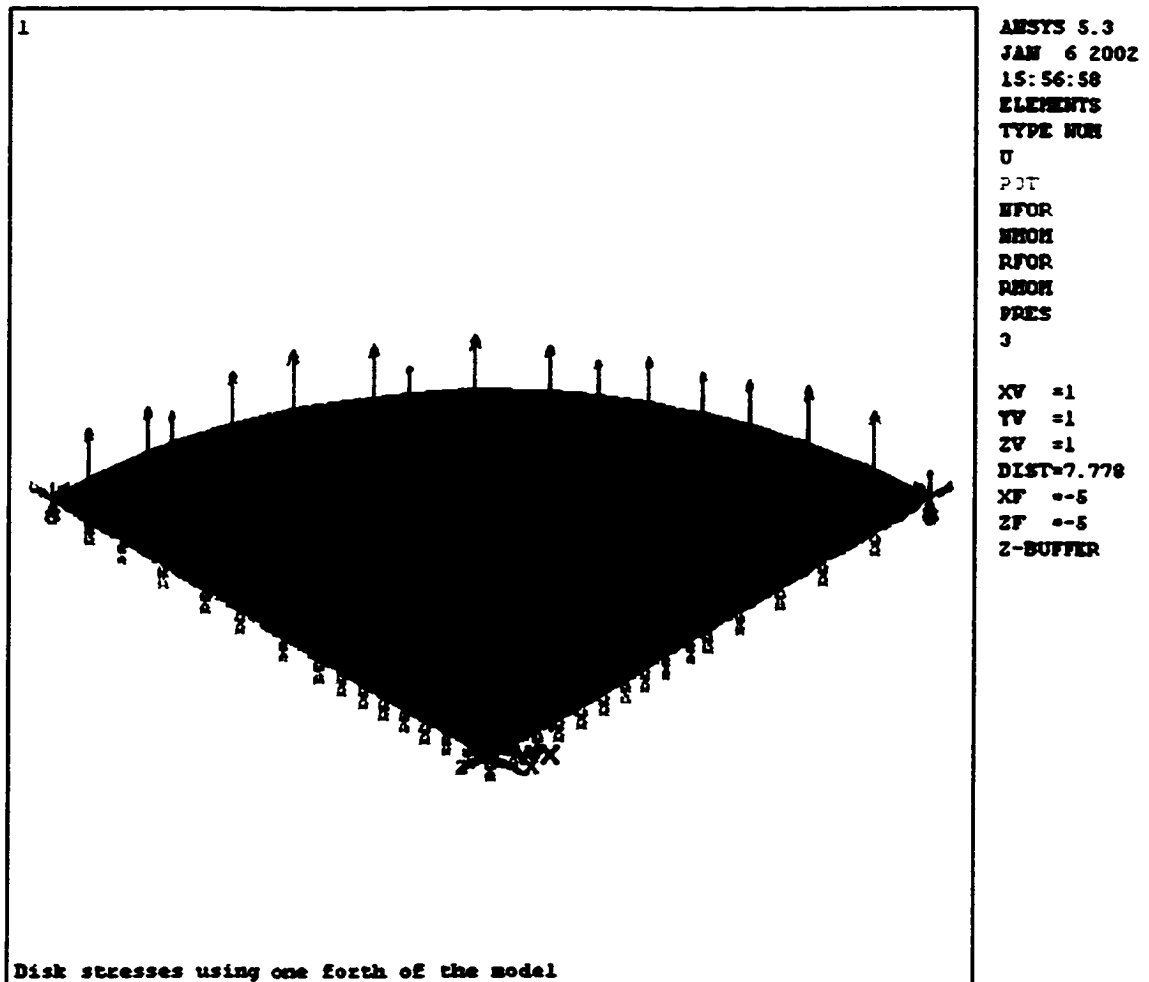


Comme le modèle est complètement axisymétrique, nous avons utilisé seulement un quart de rondelle pour faire la simulation.

# Modélisation d'un quart de disque

## Conditions frontière de symétrie ajoutées

## Raffinement des éléments près du centre





sans crainte dans les situations où le problème réel est complètement axisymétrique tant au niveau de la géométrie que du chargement comme c'est le cas de la couronne d'une roue Francis. Le principal avantage d'un modèle axisymétrique 2D est la simplicité et la rapidité d'exécution.

## **BIBLIOGRAPHIE**

- 1) Streeter, V.L., ed., *Handbook of Fluid Dynamics*, McGraw-Hill, New York, 1961.
- 2) Balje, O.E., *Turbomachines : A Guide to Design, selection and Theory*, Wiley, New York, 1981.
- 3) Olson, R.M., *Essentials of Engineering Fluid Mechanics*, 4<sup>th</sup> Ed., Harper & Row, New York, 1980.
- 4) Dixon, S.L., *Fluid Mechanics of Turbomachinery*, 3<sup>th</sup> Ed., Pergamon, Oxford, 1978.
- 5) Vivier, Lucien, *Turbines Hydrauliques et leur régulation*. Ed., Albin Michel, Paris 1966.
- 6) Bovet, Th., *Contribution à l'étude du tracé d'aubage d'une turbine à réaction du type Francis*, I.T.C., n° 9, 1963.
- 7) Privat, Ch., *Quelques problèmes de fonderie posés par la construction des turbines hydrauliques*, Cinquième journée d'hydraulique, 1958, La houille Blanche.
- 8) Armanet, L., *Pertes dans une installation hydraulique*, Commentaires sur les «Règles pour turbines hydrauliques», I.T.C., n° 4, 1952.
- 9) Thi, Vu cong, *Strait seal analysis and computer program*, DEW report n° 1230-17, 1978.
- 10) Elrod, H. G. and Ng, C. W., *A Theory of Turbulent Fluid Films and its Application to bearings*, Transactions of ASME, Journal of lubrication, July 1967.
- 11) Boulos, R., *Experimental Study of Leakage, Friction Losses and Cavitation in Straight Seals*, Dew Report n° 1001-44, March 1972.
- 12) Koeller, P., *Cylindrical Runner Seals Calculation Design and Performance*, Hydraulique Turbie section, Dew, August 1974.
- 13) Baumaister, T, Avallone, E, *Mark's Standard handbook for mechanical engineers*, McGraw-Hill ed, 1979

- 14) F. Mahnig, F., Rist, A., and Walter, F., *Strength and Mechanical Fracture behavior of Cast Steel for Turbines*, Part One, Water power, août 1974
- 15) Facy, G., Pompidou, M., *Précis de fonderie*, 2<sup>e</sup> Ed, Afnor, 1992.
- 16) Hydro Quebec, *Vocabulaire de la turbine Francis*, 1993
- 17) Munson, B., Young, D and Okiishi, T., *Fundamentals of Fluid Mechanics*, 3<sup>rd</sup> ed., John Wiley & son, 1998.
- 18) The James F. Lincoln Arc Welding Foundation, *The procedure handbook of Arc Welding*, 14<sup>e</sup> Ed, 2000.
- 19) Roark, J.R., Young, W.C., *Formulas for Stress and Strain*, 5 Ed., McGraw-Hill Book Company, 1975.